This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.
+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.
+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.
+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

A propos de ce livre

Ceci est une copie numérique d'un ouvrage conservé depuis des générations dans les rayonnages d'une bibliothèque avant d'être numérisé avec précaution par Google dans le cadre d'un projet visant à permettre aux internautes de découvrir l'ensemble du patrimoine littéraire mondial en ligne.

Ce livre étant relativement ancien, il n'est plus protégé par la loi sur les droits d'auteur et appartient à présent au domaine public. L'expression "appartenir au domaine public" signifie que le livre en question n'a jamais été soumis aux droits d'auteur ou que ses droits légaux sont arrivés à expiration. Les conditions requises pour qu'un livre tombe dans le domaine public peuvent varier d'un pays à l'autre. Les livres libres de droit sont autant de liens avec le passé. Ils sont les témoins de la richesse de notre histoire, de notre patrimoine culturel et de la connaissance humaine et sont trop souvent difficilement accessibles au public.

Les notes de bas de page et autres annotations en marge du texte présentes dans le volume original sont reprises dans ce fichier, comme un souvenir du long chemin parcouru par l'ouvrage depuis la maison d'édition en passant par la bibliothèque pour finalement se retrouver entre vos mains.

Consignes d'utilisation

Google est fier de travailler en partenariat avec des bibliothèques à la numérisation des ouvrages appartenant au domaine public et de les rendre ainsi accessibles à tous. Ces livres sont en effet la propriété de tous et de toutes et nous sommes tout simplement les gardiens de ce patrimoine. Il s'agit toutefois d'un projet coûteux. Par conséquent et en vue de poursuivre la diffusion de ces ressources inépuisables, nous avons pris les dispositions nécessaires afin de prévenir les éventuels abus auxquels pourraient se livrer des sites marchands tiers, notamment en instaurant des contraintes techniques relatives aux requêtes automatisées.

Nous vous demandons également de:

+ *Ne pas utiliser les fichiers à des fins commerciales* Nous avons conçu le programme Google Recherche de Livres à l'usage des particuliers. Nous vous demandons donc d'utiliser uniquement ces fichiers à des fins personnelles. Ils ne sauraient en effet être employés dans un quelconque but commercial.

+ *Ne pas procéder à des requêtes automatisées* N'envoyez aucune requête automatisée quelle qu'elle soit au système Google. Si vous effectuez des recherches concernant les logiciels de traduction, la reconnaissance optique de caractères ou tout autre domaine nécessitant de disposer d'importantes quantités de texte, n'hésitez pas à nous contacter. Nous encourageons pour la réalisation de ce type de travaux l'utilisation des ouvrages et documents appartenant au domaine public et serions heureux de vous être utile.

+ *Ne pas supprimer l'attribution* Le filigrane Google contenu dans chaque fichier est indispensable pour informer les internautes de notre projet et leur permettre d'accéder à davantage de documents par l'intermédiaire du Programme Google Recherche de Livres. Ne le supprimez en aucun cas.

+ *Rester dans la légalité* Quelle que soit l'utilisation que vous comptez faire des fichiers, n'oubliez pas qu'il est de votre responsabilité de veiller à respecter la loi. Si un ouvrage appartient au domaine public américain, n'en déduisez pas pour autant qu'il en va de même dans les autres pays. La durée légale des droits d'auteur d'un livre varie d'un pays à l'autre. Nous ne sommes donc pas en mesure de répertorier les ouvrages dont l'utilisation est autorisée et ceux dont elle ne l'est pas. Ne croyez pas que le simple fait d'afficher un livre sur Google Recherche de Livres signifie que celui-ci peut être utilisé de quelque façon que ce soit dans le monde entier. La condamnation à laquelle vous vous exposeriez en cas de violation des droits d'auteur peut être sévère.

À propos du service Google Recherche de Livres

En favorisant la recherche et l'accès à un nombre croissant de livres disponibles dans de nombreuses langues, dont le français, Google souhaite contribuer à promouvoir la diversité culturelle grâce à Google Recherche de Livres. En effet, le Programme Google Recherche de Livres permet aux internautes de découvrir le patrimoine littéraire mondial, tout en aidant les auteurs et les éditeurs à élargir leur public. Vous pouvez effectuer des recherches en ligne dans le texte intégral de cet ouvrage à l'adresse `http://books.google.com`

Sci 1480.188

HARVARD COLLEGE LIBRARY

BOUGHT FROM THE INCOME OF THE FUND
BEQUEATHED BY
PETER PAUL FRANCIS DEGRAND
(1787-1855)
OF BOSTON

FOR FRENCH WORKS AND PERIODICALS ON THE EXACT SCIENCES
AND ON CHEMISTRY, ASTRONOMY AND OTHER SCIENCES
APPLIED TO THE ARTS AND TO NAVIGATION

SCIENCE CENTER LIBRARY

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE

MARITIME.

ΑΕΙ Ο ΘΕΟΣ Γ ΕΩΜΕΤΡΕΙ

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME.

N° 16.

SESSION DE 1905.

PARIS,

GAUTHIER-VILLARS, IMPRIMEUR-LIBRAIRE

DU BUREAU DES LONGITUDES, DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE,

Quai des Grands-Augustins, 55.

1905

Sci 1480.188

HARVARD COLLEGE
JUL 27.1920
LIBRARY

Degrand fund

BULLETIN

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME.

STATUTS

ADOPTÉS PAR L'ASSEMBLÉE GÉNÉRALE LE 9 MAI 1905.

I. — But et composition de l'Association.

ARTICLE PREMIER. — L'Association dite *Association Technique Maritime,* fondée en 1888, a pour but de perfectionner la construction et l'armement des navires :

1° En rassemblant en commun les résultats de l'expérience acquise isolément par les constructeurs, mécaniciens, officiers de marine, navigateurs, armateurs, yachtmen et autres, et qui, sans valeur lorsqu'ils restent isolés, peuvent aider au progrès des constructions, lorsqu'ils se trouveront condensés dans une publication spéciale ;

2° En faisant connaître les résultats des travaux accomplis à l'étranger, et en constituant des archives renfermant tous les renseignements utiles aux industries maritimes ;

3° En mettant à la disposition de l'initiative individuelle la force collective de l'institution pour étudier les inventions nouvelles, discuter les théories et problèmes techniques, et poursuivre les recherches expérimentales et autres, qui peuvent être de nature à faire progresser la science des constructions navales, les méthodes d'exploitation maritime et la marine en général.

Sa durée est illimitée.

Elle a son siège social à Paris.

ART. 2. — L'Association se compose de membres *titulaires,* de membres *donateurs,* de membres *bienfaiteurs* et de membres d'*honneur.*

Pour être membre titulaire, il faut :

1° Être présenté par deux membres de l'Association, et agréé par le Conseil d'Administration ;

2° Payer une cotisation annuelle, dont le minimum est de 30fr.

La cotisation peut être rachetée en versant une somme de 400fr.

Pour être membre donateur, il faut être agréé par le Conseil, et verser une somme de 1000fr au moins. Pourront aussi être nommées membres donateurs les Sociétés ou Collectivités ayant versé une somme d'au moins 1000fr. Ces Sociétés ou Collectivités auront le droit de se faire représenter par un délégué aux Assemblées Générales, et à toutes les réunions de l'Association.

Pour être membre bienfaiteur, il faut être agréé par le Conseil, et avoir fait à l'Association une importante libéralité.

Peuvent être nommées membres d'honneur des personnalités auxquelles l'Association voudra conférer une distinction honorifique. Ils ne payent pas de cotisation.

Art. 3. — La qualité de membre de l'Association se perd :

1° Par la démission;

2° Par la radiation prononcée, pour motifs graves, par le Conseil d'Administration, le membre intéressé ayant été préalablement appelé à fournir ses explications, sauf recours à l'Assemblée Générale.

II. — Administration et fonctionnement.

Art. 4. — L'Association est administrée par un Conseil composé de 24 membres, élus pour quatre ans par l'Assemblée Générale.

En cas de vacance, le Conseil pourvoit au remplacement de ses membres, sauf ratification par la plus prochaine Assemblée Générale.

Les membres du Conseil doivent être Français, et jouir de leurs droits civils et politiques.

Le renouvellement du Conseil a lieu par quarts.

Les membres sortants sont rééligibles.

Le Conseil choisit parmi ses membres un Bureau composé des Président, Vice-Présidents, Secrétaires et Trésorier.

Le Bureau est élu pour un an; les membres sont rééligibles.

Art. 5. — Le Conseil se réunit tous les trois mois, et chaque fois qu'il est convoqué par son Président, ou sur la demande du quart de ses membres.

La présence du quart des membres du Conseil d'Administration est nécessaire pour la validité de ses délibérations.

Il est tenu procès-verbal des séances.

Les procès-verbaux sont signés par le Président et un Secrétaire.

Art. 6. — Toutes les fonctions du Conseil d'Administration et du Bureau sont gratuites.

Art. 7. — L'Assemblée Générale des membres titulaires, donateurs, bienfaiteurs et d'honneur de l'Association se réunit chaque année, et chaque fois qu'elle est convoquée par le Conseil d'Administration, ou sur la demande du quart au moins de ses membres.

Son ordre du jour est réglé par le Conseil d'Administration.

Son Bureau est celui du Conseil.

Elle entend les rapports sur la gestion du Conseil d'Administration, sur la situation financière et morale de l'Association.

Elle approuve les comptes de l'exercice clos, vote le budget de l'exercice suivant, délibère sur les questions à l'ordre du jour et pourvoit au renouvellement des membres du Conseil d'Administration.

Ce rapport annuel, et les comptes sont adressés chaque année à tous les membres de l'Association.

Art. 8. — Les dépenses sont ordonnancées par le Président.

L'Association est représentée par lui en justice, et dans tous les actes de la vie civile.

En cas d'empêchement absolu, le Président peut être remplacé par un membre du Bureau désigné par le Conseil d'Administration.

Art. 9. — Les délibérations du Conseil d'Administration, relatives aux acquisitions, échanges et aliénations d'immeubles nécessaires au but poursuivi par l'Association, constitution d'hypothèques sur lesdits immeubles, baux excédant neuf années, aliénation de biens dépendant du fonds de réserve et emprunts, ne sont valables qu'après l'approbation de l'Assemblée Générale.

Art. 10. — Les délibérations du Conseil d'Administration relatives à l'acceptation des dons et legs ne sont valables qu'après l'approbation administrative donnée dans les conditions prévues par l'art. 910 du Code civil, et les art. 5 et 7 de la loi du 4 février 1901.

Les délibérations de l'Assemblée Générale relatives aux aliénations de biens dépendant du fonds de réserve ne sont valables qu'après l'approbation du Gouvernement.

Art. 11. — Le Conseil d'Administration est chargé de la gestion générale de l'Association.

Le Trésorier est chargé de la conservation des capitaux de l'Association, du recouvrement de ses recettes et de l'acquittement de ses dépenses. Ses comptes sont examinés chaque année, avant l'Assemblée générale, par un Comité spécial composé de trois membres appartenant au Conseil, désignés par le Président. Les comptes leur sont remis par le Trésorier quinze jours au moins avant l'Assemblée Générale.

Les Secrétaires sont chargés de la correspondance, de la rédaction des procès-verbaux des séances du Conseil d'Administration et des Assemblées générales, de la publication du Bulletin et de la conservation de la Bibliothèque.

III. — Fonds de réserve et ressources annuelles.

Art. 12. — Le fonds de réserve comprend :

1° La dotation;

2° Le dixième au moins du revenu des biens de l'Association;

3° Les sommes versées pour le rachat des cotisations par les membres titulaires et donateurs;

4° Le capital provenant des libéralités sans affectation spéciale.

Art. 13. — Le fonds de réserve est placé en rentes nominatives sur l'État, ou en obligations de chemins de fer, dont le minimum d'intérêt est garanti par l'État.

Il peut être également employé à l'acquisition d'immeubles nécessaires au but poursuivi par l'Association.

Art. 14. — Les recettes annuelles de l'Association se composent :

1° Des cotisations et souscriptions de ses membres;

2° Des subventions qui pourront lui être accordées;

3° Du produit des libéralités dont l'emploi immédiat a été autorisé, des ressources créées à titre exceptionnel, et, s'il y a lieu, avec l'agrément de l'autorité compétente;

4° Du revenu de ses biens;

5° Du produit de la vente de ses publications.

IV. — Modification des statuts, et dissolution.

Art. 15. — Les Statuts ne peuvent être modifiés que sur la proposition du Conseil d'Administration ou du dixième des membres titulaires, soumise au Bureau au moins un mois avant la séance.

L'Assemblée extraordinaire, convoquée spécialement à cet effet, ne peut modifier les statuts qu'à la majorité des deux tiers des membres présents.

L'Assemblée doit se composer du quart au moins des membres en exercice.

Si cette proposition n'est pas atteinte, l'Assemblée est convoquée de nouveau, mais à quinze jours au moins d'intervalle, et cette fois elle peut valablement délibérer, quel que soit le nombre des membres présents. Dans tous les cas, la modification ne peut être votée qu'à la majorité des deux tiers des membres présents.

Art. 16. — L'Assemblée Générale appelée à se prononcer sur la dissolution de l'Association, et convoquée spécialement à cet effet, doit comprendre au moins la moitié plus un des membres en exercice.

Si cette proportion n'est pas atteinte, l'Assemblée est convoquée de nouveau, mais à quinze jours au moins d'intervalle, et cette fois elle peut valablement délibérer quel que soit le nombre des membres présents. Dans tous les cas, la dissolution ne peut être votée qu'à la majorité des deux tiers des membres présents.

Art. 17. — En cas de dissolution, volontaire, statutaire, prononcée en justice ou par décret, ou en cas de retrait du décret de reconnaissance de l'Association comme Établissement d'utilité publique, l'Assemblée générale désigne un ou plusieurs commissaires chargés de la liquidation des biens de l'Association.

Elle attribue l'actif net à un ou plusieurs établissements analogues, publics ou reconnus d'utilité publique.

Ces délibérations sont adressées sans délai au Ministre de l'Intérieur et au Ministre de la Marine.

Art. 18. — Les délibérations de l'Assemblée générale prévue aux art. 15, 16 et 17 ne sont valables qu'après l'approbation du Gouvernement.

V. — Surveillance et règlement intérieur.

Art. 19. — Le Président devra faire connaître dans les trois mois à la Préfecture de la Seine tous les changements survenus dans l'Administration et la direction.

Les registres et pièces de comptabilité de l'Association seront présentés sans déplacement, sur toute réquisition du Préfet, à lui-même ou à son délégué.

Le rapport annuel et les comptes sont adressés chaque année au Préfet de la Seine, au Ministre de l'Intérieur et au Ministre de la Marine.

Art. 20. — Le Ministre de la Marine aura le droit de faire visiter par ses délégués les établissements fondés par l'Association, et de se faire rendre compte de leur fonctionnement.

Art. 21. — Un règlement préparé par le Conseil d'Administration, et approuvé par l'Assemblée générale arrête les conditions de détail propres à assurer l'exécution des présents Statuts.

RÈGLEMENT INTÉRIEUR

ADOPTÉ PAR L'ASSEMBLÉE GÉNÉRALE DU 9 MAI 1905.

Recrutement des membres.

ART. 1. — Pour être nommé membre de l'Association Technique Maritime, il faut être âgé de 21 ans au moins. Les candidats devront en outre s'occuper ou s'être occupés de la construction des navires, de celle des machines ou chaudières de navires, des machines auxiliaires susceptibles d'être appropriées aux navires ou à leur exploitation, de ports maritimes, de navigation militaire, commerciale ou de plaisance, d'hydrographie, d'armement de navires, d'assurances maritimes, de classification des navires, de législation maritime, de sauvetage des bateaux, etc., et, d'une façon générale, être choisis parmi les personnes, qui, par leurs occupations habituelles, leurs travaux antérieurs ou leurs études scientifiques, s'intéressent aux questions techniques maritimes, et sont à même de les discuter.

Cotisations.

ART. 2. — Les cotisations des membres titulaires sont dues à partir du 1er janvier de chaque année, quelle que soit l'époque de l'admission. Les membres faisant déjà partie de l'Association doivent verser leur cotisation dans le premier trimestre de chaque année. A défaut de paiement de la cotisation pendant deux années consécutives, le Conseil peut prononcer la radiation du membre en retard, après mise en demeure par lettre recommandée.

Le Conseil peut accorder des dispenses de cotisation aux membres qui se trouvent dans des conditions spéciales, ou accepter en paiement des livres ou autres objets utiles à l'Association.

Publications.

ART. 3. — L'Association publie au commencement de chaque année un Annuaire, dont un exemplaire est envoyé à chaque membre. Des exemplaires supplémentaires pourront être mis à la disposition des membres dans un but de propagande.

L'Association publie également un Bulletin, dans lequel sont insérés des mémoires émanant de membres de l'Association ou de personnes étrangères.

Le Conseil est seul juge du choix des mémoires à insérer dans le Bulletin. Tout mémoire remis à l'Association devient sa propriété. S'il n'est pas inséré dans le Bulletin de l'Association, il peut être rendu à son auteur.

Tout mémoire accepté par l'Association ne peut être publié ailleurs qu'avec son autorisation écrite.

Le Bulletin est adressé à tous les membres de l'Association; il n'est adressé aux membres titulaires qu'après acquittement de la cotisation de l'année courante.

Une collection aussi complète qu'il se pourra du Bulletin sera remise à tous les membres nouveaux Donateurs et Bienfaiteurs.

Les exemplaires du Bulletin en excédent peuvent être livrés aux membres titulaires nouveaux au prix de 10fr l'exemplaire, sauf le Bulletin n° 1, qui leur sera remis gratuitement. Le Conseil pourra agir de même à l'égard de membres anciens, qui désireraient compléter leur collection.

Les exemplaires en excédent pourront également être livrés à des personnes n'appartenant pas à l'Association, contre versement d'un prix fixé par le Conseil.

Conseil d'Administration.

Art. 4. — Le Conseil d'Administration comprend un Président, six Vice-Présidents, un Secrétaire général, un Secrétaire, un Secrétaire-adjoint, un Trésorier et treize membres.

Les secrétaires et le trésorier doivent habituellement résider à Paris.

Le Conseil se réunit sur la convocation et sous la présidence du Président ou d'un Vice-Président. En cas d'absence du Président et des Vice-Présidents, le plus âgé des membres présents prend la présidence de la réunion.

En cas de partage des voix, celle du président de la réunion est prépondérante.

Assemblées Générales et réunions.

Art. 5. — Une Assemblée Générale a lieu, en général, au mois de mai. La présidence d'honneur de cette Assemblée peut être déférée à une notabilité choisie par le Conseil.

A cette Assemblée, après délibération sur les objets définis par l'article 7 des Statuts, les mémoires présentés et acceptés par le Conseil d'Administration sont lus et discutés.

Le Conseil d'Administration peut organiser d'autres réunions, soit à Paris, soit dans d'autres localités.

Les discussions politiques et religieuses sont interdites dans toutes les réunions.

Gestion financière.

Art. 6. — Après prélèvement statutaire pour attribution au fonds de réserve, les ressources de l'Association sont employées au paiement des frais de toutes sortes nécessités par l'Administration, à la publication du Bulletin, à la constitution d'une bibliothèque technique, etc.

Les sommes restant en caisse à la fin de chaque année sont placées par les soins du Conseil, ou réservées pour faire face aux dépenses exceptionnelles que l'Association peut avoir à supporter.

La somme nécessaire pour faire face aux dépenses courantes, déterminée par le Conseil, reste entre les mains du Trésorier.

Les fonds dont l'emploi n'est pas immédiatement prévu sont déposés dans un établissement de crédit, et n'en peuvent être retirés que sous la signature collective du Président et du Trésorier. En cas d'empêchement, chacun d'eux peut être remplacé par un Vice-Président désigné par le Conseil.

FONDATION CANET.

Règlement

délibéré par le Bureau (1) *le* 9 *mai, et accepté par M. Canet le* 11 *mai* 1901.

DISPOSITIONS FINANCIÈRES.

Art. 1. — Les arrérages de la Fondation Canet sont consacrés, conformément aux intentions du donateur, à des encouragements, tels que médailles, prix en espèces, bourses de voyage à l'étranger, etc., de nature à récompenser ou à provoquer des progrès dans l'art des Constructions navales (2).

Art. 2. — Les valeurs qui forment le capital de cette Fondation sont, ainsi que ses arrérages, placées dans les caisses d'un établissement de crédit, et n'en peuvent sortir que sur la double signature du Président et du Trésorier.

Art. 3. — Il est tenu, dans les écritures de l'Association, un compte spécial du capital, des arrérages et intérêts des arrérages, de manière qu'il ne puisse y avoir confusion avec les ressources ordinaires de l'Association. Les arrérages dont il n'aura pas été fait emploi pendant un exercice seront reportés à l'exercice suivant, et au même compte.

Art. 4. — En cas de remboursement des valeurs constituant le capital, les sommes provenant de ce remboursement seront placées à nouveau, et les arrérages recevront la destination indiquée.

Art. 5. — Il ne peut être fait aucun prélèvement sur le capital.

En cas de dissolution de l'Association Technique Maritime, ce capital, ainsi que les arrérages non employés, seraient versés, conformément à l'article 12 (3) des Statuts, et aux intentions du donateur, à la Société des Ingénieurs civils de France.

Art. 6. — Les encouragements ci-dessus visés sont attribués par le Bureau, sans périodicité fixe, quand il les jugera utiles, et sous la forme qu'il choisira, dans les limites où l'accumulation des arrérages le permettra. Toutefois le Bureau pourra décider, pour parfaire la somme nécessaire, que les ressources ordinaires de l'Association feront à la Fondation Canet une avance, laquelle sera remboursée sur les plus prochaines recettes de cette Fondation.

---

(1) Dans les statuts actuels, le Conseil a remplacé le Bureau, qui figurait dans les statuts antérieurs.

(2) Les mots *art des Constructions navales* doivent être entendus dans leur sens le plus large, et s'appliquent également aux progrès dans les machines, l'artillerie navale, etc.

(3) Article 17 des statuts actuels.

Art. 7. — Les décisions relatives à l'attribution des encouragements ci-dessus visés devront être prises par le Bureau, cinq membres au moins étant présents. Ils ne peuvent être attribués à aucun des membres du Bureau.

DISPOSITIONS RELATIVES AUX BOURSES DE VOYAGE.

Art. 1. — Quand le Bureau de l'Association aura décidé que la situation de la Fondation Canet permet la création d'une bourse de voyage, dont il fixera l'importance, le Secrétaire général portera cette décision à la connaissance des membres de l'Association, et les invitera à faire connaître s'ils ont des candidats à proposer.

Art. 2. — Tout candidat à une bourse de voyage devra être présenté par un ou plusieurs membres de l'Association, déclarant qu'ils connaissent personnellement le candidat, et qu'ils sont d'avis qu'une bourse de voyage lui sera utile pour compléter son éducation technique.

Art. 3. — Le Bureau reste seul juge de l'opportunité d'allouer au candidat une bourse de voyage, et, s'il y a plusieurs candidats, du choix du titulaire.

Art. 4. — Le titulaire d'une bourse de voyage devra justifier de son séjour dans le pays qui lui sera indiqué pendant le temps prescrit, et devra adresser à l'Association, dans les trois mois qui suivront son retour, un mémoire sur les observations qu'il aura pu recueillir, tant sur des questions de son choix, que sur des points spéciaux indiqués par l'Association. Ce mémoire deviendra la propriété de l'Association, qui pourra l'insérer en tout ou partie dans son Bulletin; aucune partie ne pourra être publiée ailleurs sans son autorisation.

ANNÉE 1905.

CONSEIL.

Président : M. Daymard, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.

Président d'honneur : M. le Vice-Amiral Thomasset.

Vice-présidents :
- M. Bertin, Directeur du Génie maritime, Membre de l'Institut.
- M. Bienaymé, Inspecteur général du Génie maritime, du cadre de réserve.
- M. Bordes (Adolphe), Armateur.
- M. Menier (Henri), Ingénieur civil.
- M. Normand, Ingénieur-Constructeur.
- M. Widmann, Directeur général des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

Membres :
- M. Barguillet, Mécanicien Inspecteur général de la Marine.
- M. Carié, Ingénieur en chef des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
- M. Chasseloup-Laubat (Marquis de), Ingénieur civil.
- M. Doyère, Ingénieur en chef du Génie maritime.
- M. Guyou, Capitaine de frégate, Membre de l'Institut.
- M. Huin, Directeur du Génie maritime, du cadre de réserve.
- M. Leclert, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite.
- M. Menier (Gaston), Ingénieur civil.
- M. Noël, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite.
- M. Piaud, Ingénieur du Génie maritime, en retraite.
- M. Rueff, Directeur des Messageries fluviales de Cochinchine.
- M. Terré, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite.

Secrétaire général : M. Hauser, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite.

Secrétaire : M. Turgan, Ingénieur civil des Constructions navales.

Secrétaire-adjoint : M. Patry, Ingénieur du Bureau Veritas.

Trésorier : M. Borja de Mozota, Administrateur du Bureau Veritas.

LISTE DES MEMBRES DONATEURS.

Société Anonyme des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8e.

Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris, 9e.

MM. Schneider et Cie, 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

MM. Delaunay-Belleville et Cie, Chantiers de l'Hermitage, Saint-Denis (Seine).

Société Anonyme des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

Société Anonyme des Chantiers et Ateliers de la Gironde, 62, rue de Provence, Paris, 9e.

Société Anonyme des Aciéries et Forges de Firminy, Firminy (Loire).

MM. Gio. Ansaldo et Cie, Gênes (Italie).

S. A. le Prince Roland Bonaparte, 10, avenue d'Iéna, Paris, 16e.

Compagnie des Forges et Aciéries de la Marine et des Chemins de fer, Saint-Chamond (Loire).

M. Menier (Henri), Ingénieur civil, 8, rue Alfred-de-Vigny, Paris, 8e.

La Ligue Maritime Française, 39, boulevard des Capucines, Paris, 2e.

LISTE DES MEMBRES D'HONNEUR.

MM. Thomasset, Vice-Amiral en retraite, 2, avenue Trudaine, Paris, 9e.

White (Sir William), K.C.B., L.L.D., Sc.D., F.R.S., Cedarcroft, Putney Heath, Londres, S.W. (Angleterre).

LISTE GÉNÉRALE DES MEMBRES (1)

(10 mai 1905).

MM.

AFANASSIEF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, 22, Bolchoï prospekt, Vassili Ostrov, Saint-Pétersbourg (Russie).

AFONASSIEF, Inspecteur général des machines de la Marine Impériale Russe, 22, Bolchoï prospekt, Vassili Ostrov, Saint-Pétersbourg (Russie).

AGOULT (D'), Ancien Officier de Marine, 19, boulevard Latour-Maubourg, Paris, 7e.

ALEXANDREANU, Ingénieur en chef de la Marine Roumaine, Directeur de l'Arsenal, rue Michel-le-Brave, Galatz (Roumanie).

ALLEST (D'), Administrateur-délégué des Chantiers et Ateliers de Provence, Administrateur de la Compagnie Générale Transatlantique, 40, chemin de la Madrague, Marseille.

ANSALDO (**Gio**) et Cie (**M. D.**), Gênes (Italie).

ARBEL (Pierre), Administrateur-délégué des Forges de Douai, 4, rue du Luxembourg, Paris, 6e.

ARMAN DE CAILLAVET, Ingénieur naval, 12, avenue Hoche, Paris, 8e.

ARMINOT, Inspecteur du Bureau Veritas, Nantes.

ATHOUGIA (D'), Ingénieur de la Marine Royale Portugaise, 13, rua de la Paz, Lisbonne (Portugal).

AUDRA, Courtier-juré d'Assurances, 44, rue Notre-Dame-des-Victoires, Paris, 2e.

AUROUS, Ingénieur en chef du Génie maritime, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

AUSCHER, Ingénieur en chef du Génie maritime, Directeur de l'École d'Application du Génie maritime, 85, rue du Ranelagh, Paris, 16e.

BACLÉ, Ingénieur civil, 57, rue de Châteaudun, Paris, 9e.

BACOT, Ancien Ingénieur du Génie maritime, 27, quai d'Orsay, Paris, 7e.

BAFFERT, Ingénieur du Génie maritime, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

BAL (ED.), Administrateur-délégué du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2e.

BANKSON, Ingénieur de la Marine des États-Unis, Navy Yard, Philadelphie (Penn.) (États-Unis).

BARGUILLET, Mécanicien Inspecteur général de la Marine, 74, boulevard Richard-Lenoir, Paris, 11e.

BARON, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite, Directeur des Chantiers et Ateliers de la Gironde, 50, rue du Tondu, Bordeaux.

BASSETTI, Ingénieur des Constructions navales, 110, boulevard Magenta, Paris, 10e.

BEARD DU DÉZERT, Enseigne de vaisseau, 27, avenue Bugeaud, Paris, 16e.

BEAUSIRE, Ingénieur du Génie maritime, Indret (Loire-Inférieure).

BERLHE DE BERLHE, Ingénieur du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2e.

---

(1) **M. D.**, membre donateur; **M. H.**, membre d'honneur; **S. P.**, souscripteur perpétuel.

MM.

BERLHE DE BERLHE (C.), Ingénieur principal du Génie maritime, Guérigny (Nièvre).

BERNARD, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 33, rue Jules-Lecesne, le Havre.

BERNARDI, Directeur technique du Chantier naval Odero, Gênes (Italie).

BERNHEIM, Ingénieur en chef du Génie maritime, 21, avenue Mac-Mahon, Paris, 17e.

BERRIER-FONTAINE, Directeur du Génie maritime, du cadre de réserve, 16, boulevard de Strasbourg, Toulon.

BERTIN, Directeur du Génie maritime, du cadre de réserve, Membre de l'Institut, 8, rue Garancière, Paris, 6e.

BERTRAND, Chef du service administratif du Bureau Veritas, 15, rue Jouffroy, Paris, 17e.

BESSON, Ingénieur en chef du Génie maritime, Toulon.

BIENAYMÉ, Inspecteur général du Génie maritime, du cadre de réserve, 14, rue Revel, Toulon.

BLOM, Ingénieur civil des Constructions navales, Sous-Directeur de l'Arsenal Royal, Horten (Norvège).

BOCHET, Ingénieur en chef de la maison Sautter, Harlé et Cie, 26, avenue Suffren, Paris, 15e.

BOISSEVAIN, Inspecteur du Bureau Veritas, 19, rue de la Darse, Marseille.

BOKLEVSKY, Ancien Ingénieur en chef des Constructions navales de la Marine Impériale Russe, Doyen de l'Institut Polytechnique, Sosnovka, Saint-Pétersbourg (Russie).

BONAPARTE (S. A. le Prince Roland) (M. D.), 10, avenue d'Iéna, Paris, 16e.

BONNARDEL (I.), Administrateur de la Compagnie de Navigation du Rhône, 44, avenue des Champs-Élysées, Paris, 8e.

BONNET (A.), Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 20, rue Bernardin-de-Saint-Pierre, le Havre.

BORDES (Adolphe), Armateur, 11, boulevard Malesherbes, Paris, 8e.

BORJA DE MOZOTA, Administrateur du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2e.

BOSSIÈRE (Henry), Courtier maritime, 40, rue d'Anjou, Paris, 8e.

BOULVIN, Ingénieur principal de la Marine Belge, Professeur à l'Université, 18, boulevard du Fort, Gand (Belgique).

BOURDON (Édouard), Ingénieur-Constructeur, 27, avenue de l'Alma, Paris, 8e.

BOYER, Lieutenant de vaisseau en retraite, Agent principal de la Compagnie Générale Transatlantique, Le Havre.

BRACE, Ingénieur-Constructeur, 25, Water street, Liverpool (Angleterre).

BRETEL, Officier de Marine en retraite, Inspecteur technique de la Compagnie d'Assurances La Foncière, et du Comptoir d'Escompte, 48, rue Notre-Dame-des-Victoires, Paris, 2e.

BRETTEVILLE (Marquis LE NORMAND DE), 212, rue de La Fayette, Paris, 10e.

BRICARD (H.), Directeur de l'exploitation des Forges et Chantiers de la Méditerranée, le Havre.

BRILLIÉ, Ingénieur du Génie maritime, Ingénieur des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), boulevard de l'Océan, Saint-Nazaire (Loire-Inférieure).

BRIX, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, en retraite, Directeur technique des Ateliers mécaniques de la Société Franco-Russe, 17, Prajshka, Saint-Pétersbourg (Russie).

BROSSER, Ingénieur en chef du Génie maritime, Ingénieur principal des Constructions mécaniques de MM. Schneider et Cie, le Creusot (Saône-et-Loire).

MM.

Bruneau, Ingénieur du Génie maritime, Ingénieur des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), Saint-Nazaire (Loire-Inférieure).

Busley, Professeur et Conseiller intime de Régence, 2, Kronprinz ufer, Berlin, N. W. (Allemagne).

Cabart-Danneville, Sénateur de la Manche, 143, boulevard Saint-Michel, Paris, 5e.

Cabrol (Ph. de), Administrateur-délégué de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

Caillard, Ancien Juge au Tribunal de Commerce, 21, rue de Prony, le Havre.

Cal (Antonio), Lieutenant de vaisseau de la Marine Espagnole, Professeur à l'École navale, Le Ferrol (Espagne).

Cal (Eugenio), Lieutenant de vaisseau de la Marine Espagnole, Le Ferrol (Espagne).

Canet, Directeur du service de l'artillerie de MM. Schneider et Cie, Ancien Président de la Société des Ingénieurs civils de France (S. P.), 87, avenue Henri-Martin, Paris, 16e.

Capus, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, la Seyne (Var).

Caralp, Mécanicien-Inspecteur de la Marine, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

Carié, Ingénieur en chef des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8e.

Carvalho Dann e Lorena (de), Ingénieur de la Marine Royale Portugaise, Arsenal de Lisbonne (Portugal).

Castelnau, Ingénieur principal du Génie maritime, Lorient.

Cazes, Ingénieur, 62, rue Caumartin, Paris, 9e.

Chace (Mason Smith), Ingénieur des Constructions navales, care of Hong-Kong and Shanghaï Banking Corporation, Kobe (Japon).

Chaligny, Ingénieur-Constructeur, 54, rue Philippe-de-Girard, Paris, 18e.

Chapman, Ingénieur civil, 10, rue Laffitte, Paris, 9e.

Chardonnet (Comte de), Ancien Élève de l'École Polytechnique, 43, rue Cambon, Paris, 1er.

Charles-Roux, Ancien Député, Président de la Société des Chantiers et Ateliers de Provence, 9, rue Christophe-Colomb, Paris, 8e.

Chasseloup-Laubat (Marquis de), Ingénieur civil (S. P.), 51, avenue Montaigne, Paris, 8e.

Chaudoye, Directeur général de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

Chevreux, Ingénieur civil, 11, rue Chevalier, Levallois-Perret (Seine).

Choron, Directeur du Génie maritime, Cherbourg.

Claparède (Cl.), Ingénieur-Constructeur, Argenteuil (Seine-et-Oise).

Claparède (Fr.), Ingénieur-Constructeur, Argenteuil (Seine et-Oise).

Clauzel, Directeur du Génie maritime, Rochefort.

Cleef (J.-E. van), Ancien Ingénieur de la Marine Néerlandaise, Ingénieur civil des Constructions navales, Gorinchem (Hollande).

Clermont (de), Administrateur de la Compagnie des Chargeurs Réunis, 11, rue Barbette, Paris, 3e.

Cloarec (Paul), Directeur de la Ligue Maritime Française, 39, boulevard des Capucines, Paris, 2e.

Colinet, Ingénieur civil des Constructions navales, Ingénieur des Chantiers et Ateliers de la Gironde, 33, rue Boudet, Bordeaux.

MM.

COMERMA Y BATALLA, Général du Génie maritime Espagnol, le Ferrol (Espagne).

COMPAGNIE GÉNÉRALE TRANSATLANTIQUE (M. D.), 6, rue Auber, Paris, 9e.

COMPAGNIE DES FORGES ET ACIÉRIES DE LA MARINE ET DES CHEMINS DE FER (M. D.), Saint-Chamond (Loire).

COMPÈRE, Ingénieur-Directeur de l'Association Parisienne des propriétaires d'appareils à vapeur, 66, rue de Rome, Paris, 8e.

CONDE, Agent du Bureau Veritas, Vigo (Espagne).

COP, Ingénieur de la Marine Néerlandaise, 29, Orange plantage, Delft (Hollande).

COURVILLE (DE), Ingénieur en chef du Génie maritime, Professeur à l'École supérieure de Marine, 44, rue du Cherche-Midi, Paris, 6e.

COVILLE, Ingénieur en chef des Chantiers de Graville, 7, rue Saint-Michel, le Havre.

CRETS, Ingénieur en chef, Directeur du chantier Cockerill, Hoboken (Belgique).

CROLL (D.), Directeur des Chantiers de Fijenoord, 70, Boompjes, Rotterdam (Hollande).

CRONEAU, Ingénieur en chef du Génie maritime, Directeur de l'Arsenal, Lisbonne (Portugal).

CROUAN (Fernand), Armateur, 14, rue de l'Héronière, Nantes.

DANIS, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique, 97, rue de Rennes. Paris, 6e.

DAYMARD, Ingénieur en chef du Bureau Veritas (S. P.), 47, rue de Courcelles, Paris, 8e.

DECAZES (Duc), 19, rue de Constantine, Paris, 7e.

DECOUT-LACOUR, Ingénieur-Constructeur, la Rochelle.

DEGOIX, Assureur maritime, 33, rue Vivienne, Paris, 2e.

DELAITRE, Ingénieur du Génie maritime, en retraite, 5, rue de La Condamine, Paris, 17e.

DELAPORTE, Ingénieur de la maison Bréguet, 7, rue Sainte-Beuve, Paris, 6e.

DELAUNAY-BELLEVILLE et Cie (M. D.), Chantiers de l'Hermitage, Saint-Denis (Seine).

DELAUNAY-BELLEVILLE, Ingénieur-Constructeur, Directeur de l'exploitation de l'Exposition Universelle de 1900, 17, boulevard Richard-Wallace, Neuilly-sur-Seine (Seine).

DELAUNAY-BELLEVILLE (Robert), Ingénieur des Arts et Manufactures, 17, boulevard Richard-Wallace, Neuilly-sur-Seine (Seine).

DEMONGEOT, Ingénieur de la Maison Grille et Cie, 15, avenue de La Bourdonnais, Paris, 7e.

DENNY (Archd), Constructeur, Leven Shipyard, Dumbarton (Angleterre).

DIBOS, Ingénieur de la Compagnie d'Assurances maritimes la Foncière, 48, rue Notre-Dame-des-Victoires, Paris, 2e.

DIOU, Attaché à la Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris, 9e.

DOLGOROUKOW, Inspecteur des Constructions navales de la Marine Impériale Russe, Ministère de la Marine, Saint-Pétersbourg (Russie).

DORÉMIEUX fils, Maître de forges, Fabricant de chaînes, Saint-Amand (Nord).

DOYÈRE, Ingénieur en chef du Génie maritime, 10, rue Amiral Courbet, Cherbourg.

DREYFUS (J.), Ingénieur, 189, quai Valmy, Paris, 10e.

DREYFUS (M.), Administrateur-délégué de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

DRZEWIECKI (Stéphane), Ingénieur, 5, rue Gustave-Zédé, Paris, 16e.

DUBOUL, Ingénieur, Fabricant de cordages, 7, rue Suffren, Marseille.

DUCHESNE, Ingénieur, 5, route de Montesson, le Vésinet (Seine-et-Oise).

DUDEBOUT, Directeur du Génie maritime, Directeur de la Direction centrale des Constructions navales, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

MM.

Duflon, Ingénieur, Ile des Apothicaires, 8, rue Lapouchinskaïa, Saint-Pétersbourg (Russie).

Dugé de Bernonville, Ingénieur du Génie maritime, Ingénieur en chef des Ateliers Niclausse, 7, rue Théodore-de-Banville, Paris, 17e.

Dulniau, Ingénieur, Chef d'études des Machines marines chez MM. Schneider et Cie, 1, rue Sainte-Barbe, le Creusot (Saône-et-Loire).

Duminy, Ingénieur en chef de la Compagnie des Chargeurs Réunis, 23, rue de Nanterre, Asnières (Seine).

Dunn (W.-J.), Ancien Chief Constructor de l'Amirauté Anglaise, Vice-Président de l'Institution of Naval Architects, Directeur de Vickers Sons et Maxim, 28, Victoria street, Londres, S. W. (Angleterre).

Dupré, Directeur du Génie maritime, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

Durand (W.-F.), Professeur de machines marines, Cornell University, Ithaca (N. Y.), États-Unis.

Durand-Viel, Enseigne de vaisseau, Station des sous-marins, Toulon.

Durston (Sir John), Contre-Amiral, Ingénieur en chef de l'Amirauté Anglaise, Admiralty, Whitehall, Londres (Angleterre).

Duthil, Directeur général de la Société de Jonction, 92, boulevard Richard-Lenoir, Paris, 11e.

Elgar (Francis), Vice-Président de l'Institution of Naval Architects (S. P.), 34, Leadenhall street, Londres, E.C. (Angleterre).

Emanaud, Ingénieur de la Société du générateur Pluto, 99, rue Monge, Paris, 5e

Estier (Henri), Armateur, 3, rue Vignon, Paris, 9e.

Evers, Ingénieur civil, 3, rue Fontenelle, le Havre.

Faramond de Lafajole (de), Ingénieur-conseil mécanicien, 54, avenue de Breteuil, Paris, 7e.

Faramond de Lafajole (de), Lieutenant de vaisseau, Attaché naval à l'Ambassade de France, Washington (États-Unis).

Fautrel (G.), Armateur, 14, rue d'Enghien, Paris, 10e.

Fenaille, Armateur, 11, rue du Conservatoire, Paris, 9e.

Ferrand, Ingénieur en chef du Génie maritime, 48, rue de Grenelle, Paris, 7e.

Ferranti (S.-Z. de), Ingénieur électricien et mécanicien, 31, Lyndhurst Road, Hampstead, Londres (Angleterre).

Fleuret, Ingénieur civil, 41, avenue Wagram, Paris, 17e.

Fliche, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite, 123, rue de Lille, Paris, 7e.

Forest, Ingénieur-Constructeur, 20 *bis*, rue Bourgelet, Alfort (Seine).

Fouché, Ingénieur-Constructeur, Prairie-au-Duc, Nantes.

Foy (H.), Ingénieur civil des Constructions navales, 85, faubourg Saint-Honoré, Paris, 8e.

Francou, Administrateur délégué de la Société des Laminoirs à tubes et Fonderies d'Hautmont, Hautmont (Nord).

Fromonot, Ingénieur du Génie maritime, Directeur des Chantiers et Ateliers de Normandie, Grand-Quevilly (Seine-Inférieure).

Galoppe, Armateur, 7, rue Théodore-de-Banville, Paris, 17e.

Garcia de Angulo, Général du Génie maritime Espagnol, 10, Salesas, Madrid (Espagne).

Garelli (Fabio), Ingénieur des Chantiers de Sestri-Ponente, villa Doria, Pegli (Province de Gênes) (Italie).

MM.

GARNIER, Directeur du Génie maritime, Toulon.

GAUTHIER-VILLARS (Albert), Ancien Élève de l'École Polytechnique, Imprimeur-Éditeur, 55, quai des Grands-Augustins, Paris, 6e.

GAVRILOFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, Vassili Ostrov, 2e ligne, n° 37, Saint-Pétersbourg (Russie).

GELDER (W.-H.-M. DE), Ingénieur en chef des Chantiers Smit et Zoon, Kinderdijk (Hollande).

GELDER (DE), Directeur de la Rotterdamsche Droogdok Maatschappij, Rotterdam (Hollande).

GENY (M.), Directeur général des Usines de MM. Schneider et Cie, 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

GIACOMMUZZI (Virgilio), Ingénieur des Chantiers Odero, Sestri-Ponente (Italie).

GLANDAZ, Ancien Vice-Président du Yacht-Club, 87, rue Ampère, Paris, 17e.

GODARD, Ingénieur en chef du Génie maritime, Directeur de la Société des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), 15, rue d'Édimbourg, Paris, 8e.

GODET, Directeur de la Corderie de la Seine, le Havre.

GODINET (A.), Ingénieur civil, 18, quai Tilsitt, Lyon.

GOULAÏEFF, Inspecteur des Constructions navales de la Marine Impériale Russe, forteresse Saint-Pierre et Saint-Paul, bâtiment des officiers, app. 2, Saint-Pétersbourg (Russie).

GOVARE, Avocat à la Cour d'Appel, Docteur en droit, 3, rue de Stockholm, Paris, 8e.

GRAVELL, Représentant du Bureau Veritas, 155, Fenchurch street, Londres (Angleterre).

GREINER, Directeur général de la Société John Cockerill, Seraing (Belgique).

GRILLE, Ingénieur civil, 67, rue de la Victoire, Paris, 9e.

GROLOUS, Ingénieur en chef de la Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris, 9e.

GUÉRIN DE LITEAU, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris, 9e.

GUGLIELMINO (Pietro), Ingénieur du Bureau Veritas, 8, Salità piano di Rocca, Gênes (Italie).

GUICHARD, Directeur des Ateliers et Chantiers de la Loire, Saint-Nazaire (Loire-Inférieurre).

GUILLAUME (E.), Ingénieur en chef du Génie maritime, 99, rue Miromesnil, Paris, 8e.

GUILLOUX, Ancien Ingénieur du Génie maritime, 83, rue Demours, Paris, 17e.

GUYOU, Capitaine de frégate, Membre de l'Institut, 13, rue de l'Université, Paris, 7e.

HALFON, Vice-Président de la Compagnie Générale Transatlantique, 6, rue Auber, Paris, 9e.

HARADA, Ingénieur à l'Arsenal de Saseho (Japon).

HART (G.), Ingénieur du Chemin de fer du Nord, 99, rue de La Fayette, Paris, 10e.

HATT, Ingénieur hydrographe en chef, en retraite, Membre de l'Institut, 31, rue Madame, Paris, 6e.

HAUSER, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite, 4, rue Meissonier, Paris, 17e.

HAY, Ingénieur de la Koninglijke Maatschappij de Schelde, Vlissingen (Hollande).

HENRY, Ingénieur, 78, rue d'Anjou, Paris, 9e.

HERMITE, Ancien Ingénieur du Génie maritime, 5, rue Clément-Marot, Paris, 8e.

HERSENT (Georges), Ingénieur-Constructeur, 60, rue de Londres, Paris, 8e.

HERSENT (Jean), Ingénieur des Arts et Manufactures, 60, rue de Londres, Paris, 8e.

HEURTEL (F.), Capitaine de frégate de réserve, 91, avenue Kléber, Paris, 16e.

HOCHGESAND (J.), Directeur des établissements Henry, 117, boulevard de la Villette, Paris, 10e.

MM.

HOUËT, Capitaine au long cours, Secrétaire technique du Comité des Armateurs de France, 16, rue Chauveau-Lagarde, Paris, 8e.

HOZIER (Sir Henry M.), Colonel, Secrétaire du Lloyd, Royal Exchange, Londres. E. C. (Angleterre).

HUBAC, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, 7, rue du Jambon, Saint-Denis (Seine).

HUART (D'), Administrateur-délégué de la Société métallurgique de Senelle-Maubeuge Longwy (Meurthe-et-Moselle).

HUET, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite, 5, rue Bara, Paris, 6e.

HUGOT, Membre de la Chambre de Commerce, 4, rue de la Renaissance, Paris, 8e.

HUIN, Directeur du Génie maritime, du cadre de réserve, Directeur général de la Société des Chantiers et Ateliers de la Gironde, 14, rue du Cherche-Midi, Paris, 6e.

IMBERT, Ingénieur civil, 19, rue des Minimes, Marseille.

ISAKSON, Inspecteur du Lloyd's Register, 46, Skeppsbron, Stockholm (Suède).

JANET, Ancien Ingénieur du Génie maritime, 282, rue Saint-Jacques, Paris, 5e.

JAQUES, Membre du Conseil de la Société Américaine des Naval Architects, Little Boar's Head (New Hampshire) (États-Unis).

JOUËT-PASTRÉ, Président du Conseil d'administration des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8e.

JULLIEN (Marius), 35, boulevard de la Major, Marseille (Bouches-du-Rhône).

KAUFFER, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 40, avenue Hoche, La Seyne (Var).

KIRKALDY, 101, Leadenhall Street, Londres E. C. (Angleterre).

KOSSURA, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, Société des Usines mécaniques et Chantiers Newski, Saint-Pétersbourg (Russie).

KRAFT (fils), Ingénieur des Chantiers Cockerill, Seraing (Belgique).

KRILOFF (A.), Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg, Capitaine de frégate de la Marine Impériale Russe, Zwierinskaïa, n° 6/8, Saint-Pétersbourg (Russie).

LAFORCADE (DE), Ingénieur des Constructions navales, Établissements Turgan, Levallois-Perret (Seine).

LAGANE, Administrateur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, La Seyne (Var).

LAMBERT, Ingénieur civil, 20, rue Désiré-Dehors, le Havre.

LAMBERT (Comte DE), 94, rue du Ranelagh, Paris, 16e.

LANGLOIS, Mécanicien en chef de la Marine, en retraite, Ingénieur en chef de la Compagnie Cyprien Fabre, 81, rue Dragon, Marseille.

LANNES, Directeur des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), Saint-Nazaire (Loire-Inférieure).

LANZA, Ingénieur expert du Bureau Veritas, 3, piazza Giuseppe Micheli, Livourne (Italie).

LAPONCHE, Ingénieur, Maison Biétrix, Leflaive et Cie, Saint-Étienne.

LAUBEUF, Ingénieur en chef du Génie maritime, Toulon.

LAVEISSIÈRE (Louis), Industriel, 20, rue de l'Arcade, Paris, 8e.

LE BLANC, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 16, impasse Dagobert, le Havre.

LECLERT, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite, Vice-Président de la Compagnie des Mines, Fonderies et Forges d'Alais, Administrateur de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, 42, avenue Wagram, Paris, 8e.

MM.

LECOINTE, Ingénieur en chef honoraire de la Marine Belge, 102, rue de Stassart, Bruxelles (Belgique).

LEDIEU (Pierre), Ingénieur civil des Constructions navales, 98, rue de Rennes, Paris, 6e.

LEDOUX, Ingénieur en chef au Corps des Mines, 250, boulevard Saint-Germain, Paris, 7e.

LEFLAIVE, Ancien Ingénieur du Génie maritime, La Chaléassière, Saint-Étienne.

LE GO, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, La Seyne (Var).

LEGRU, Ingénieur civil, 4, rue Murillo, Paris, 8e.

LELONG (R.), Ingénieur principal du Génie maritime, 20, rue de Tournon, Paris, 6e.

LEMAIRE, Inspecteur général du Génie maritime, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

LE MARCHAND, Ingénieur-Constructeur, Petit-Quevilly, Rouen.

LEROY (A.), Assureur maritime, 97, rue Richelieu, Paris, 2e.

LE SAUVAGE, Directeur des Anciens Établissements Satre, 50, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

LESPÈS (A.), Directeur des Chantiers et Ateliers de Bacalan, Bordeaux.

LESSNIKOFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, Cronstadt (Russie).

LESTONNAT, Ancien Officier de paquebot, Publiciste maritime, 9, rue Bergère, Paris, 9e.

LE VALLOIS, Ingénieur civil, Luxeuil (Haute-Saône).

LE VAVASSEUR, Ingénieur-Constructeur, rue des Barragers, Puteaux (Seine).

LEVERD, Courtier juré d'assurances, 11, place de la Bourse, Paris, 2e.

LIGUE MARITIME FRANÇAISE (**M. D.**), 39, boulevard des Capucines, Paris, 2e.

LIKHATCHOF, Vice-Amiral de la Marine Impériale Russe, 4, rue Logelbach, Paris, 17e.

LODER, Directeur du Matériel de la Marine Néerlandaise, Laen van Meerdervort, La Haye (Hollande).

LOIR, Lieutenant de vaisseau, en retraite, 50, avenue Wagram, Paris, 17e.

MADAMET, Directeur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, Grand Chemin de Toulon, Marseille.

MALLARMÉ, Vice-Amiral, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

MARBEC, Ingénieur principal du Génie maritime, Toulon.

MARTINENQ, Constructeur de navires, La Seyne (Var).

MASSALSKI, Ingénieur maritime, 9, boulevard Malesherbes, Paris, 8e.

MAUGAS, Ingénieur en chef du Génie maritime, Sous-Directeur de l'École d'Application du Génie maritime, 140, boulevard Montparnasse, Paris, 14e.

MAUGRAS, Ingénieur civil, 7, rue Le Chatelier, Paris, 17e.

MAUPEOU D'ABLEIGES (DE), Directeur du Génie maritime, 1, rue Pasteur, Lorient.

MAW, Ingénieur, Directeur de l'Engineering, 35 et 36, Bedford street, Strand, Londres (Angleterre).

MAYER (Alphonse), Assureur maritime, 7, avenue de Friedland, Paris, 8e.

MEERTEN (H. VAN), Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite, Buitenzorg, Java (Indes Orientales Néerlandaises).

MELI, Ingénieur naval et mécanicien, Représentant de la Société des Générateurs Belleville, 5, via Principe Umberto, Milan (Italie).

MENIER (Gaston), Ingénieur civil, 56, rue de Châteaudun, Paris, 9e.

MENIER (Georges), 61, rue de Monceau, Paris, 8e.

MENIER (**Henri**), Ingénieur civil (**M. D.**), 8, rue Alfred-de-Vigny, Paris, 8e.

MERVEILLEUX DU VIGNAUX, Ingénieur, 7, rue Las Cases, Paris, 7e.

MESNIER, Armateur, 153, boulevard Hausmann, Paris, 8e.

MM.

MESSMER, Ingénieur, 12, rue Fontaine, Paris, 9e.

MÉTAYER, Ingénieur des Arts et Manufactures, Professeur de Métallurgie à l'École Centrale, 2, rue Rembrandt, Paris, 8e.

MÉTHIEUX, Directeur de la Compagnie Française de Navigation et de Constructions navales et Anciens Établissements Satre réunis, 8, quai Rambaud, Lyon.

MEULEMEESTER (DE), Ingénieur, 62, rue de Neuchâtel, Bruxelles (Belgique).

MICHELI (P.), Ingénieur, 1, via Sottoripa, piano nobile, Gênes (Italie).

MILLAR (Sir W. Armstrong, Mitchell et Cie), Newcastle-on-Tyne (Angleterre).

MOLAS, Ingénieur des Constructions navales, 94, rue Saint-Lazare, Paris, 8e.

MOLINAS, Directeur du Nuevo Vulcano, 2, place Medina-Celi, Barcelone (Espagne).

MOLLER, Ingénieur de la maison de Freitas et Cie, Hambourg (Allemagne).

S. A. S. Monseigneur le Prince DE MONACO, Monaco.

MORGAN (W.-G.), Directeur technique du Chantier naval Anversois, Anvers (Belgique).

MORITZ, Ancien Ingénieur du Génie maritime (S. P.), Ourscamps (Oise).

MÖRNER (Comte H.-A.), Directeur de la Marine Royale Suédoise, Carlskrona (Suède).

MORNET (Ch.), Lieutenant de vaisseau, à bord du Gueydon, Division du Pacifique.

NERVO (Léon DE), Ingénieur des Arts et Manufactures, 73, rue de Courcelles, Paris, 8e.

NICLAUSSE (A.), de la Société J. et A. Niclausse, Société des générateurs inexplosibles, 24, rue des Ardennes, Paris, 19e.

NICLAUSSE (J.), de la Société J. et A. Niclausse, Société des Générateurs inexplosibles, 24, rue des Ardennes, Paris, 19e.

NIELSEN, Directeur général des Chantiers et Ateliers Burmeister et Wain, Copenhague (Danemark).

NOËL (Charles), Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite, 18, avenue de l'Opéra, Paris, 1er.

NORMAND (J.-A.), Ingénieur-Constructeur, 67, rue du Perrey, le Havre.

NORMAND fils, Ingénieur-Constructeur, 67, rue du Perrey, le Havre.

ODAGIRI, Ingénieur-Lieutenant de la Marine Japonaise, 733, Gotanyama Shinagumavachi, Tokio (Japon).

ORLANDO, Ingénieur, Livourne (Italie).

PAINVIN, Ingénieur des Ateliers et Chantiers de la Loire, 17, rue Royale, Nantes.

PARSONS, Directeur de la Manganese Bronze and Brass Company, 49 à 51, Saint-George House, 8, Eastcheap, Londres, E. C. (Angleterre).

PATRY, Ingénieur du Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris, 2e.

PELLECHIA, Ingénieur naval, Officier du Génie naval Italien, 24, rue de Saint-Quentin, Paris, 10e.

PEREIRA DE MATTOS, Lieutenant de vaisseau de la Marine Portugaise, Praça Luis de Camoëns, Lisbonne (Portugal).

PETITHOMME, Ingénieur principal du Génie maritime, Ministère de la Marine, Paris, 8e.

PETROFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, 60, Thornton avenue, Streatham hill, Londres, S.W. (Angleterre).

PIAUD, Ingénieur du Génie maritime, en retraite, 8, boulevard de la République, Chatou (Seine-et-Oise).

PIERI (Comte Pompeo), 70, avenue d'Iéna, Paris, 16e.

PIERRARD, Ingénieur en chef de la Marine Belge, Directeur des Constructions maritimes, Ostende (Belgique).

MM.

PIHLGREN, Directeur de l'Industrie au Ministère des Finances, 66, Graf Thuregatan, Stockholm (Suède).

PILLÉ, Ingénieur-Constructeur, 29, rue de Châteaudun, Paris, 9e.

PINCZON, Ingénieur en chef de la Compagnie des Chargeurs-Réunis, 99, boulevard de Strasbourg, le Havre.

PINOT (René), Secrétaire général de l'Association des Constructeurs de navires et de machines marines, 63, boulevard Haussmann, Paris, 8e.

PLUYETTE, Ingénieur en chef du Génie maritime, 1, rue de la Rampe, Brest.

POLLARD, Directeur du Génie maritime, Indret (Loire-Inférieure).

PONCHEZ, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, Saint-Denis (Seine).

PRESSEQ (L.), Ancien Ingénieur du Génie maritime, Ingénieur des Chantiers et Ateliers de la Gironde, la Bastide, Bordeaux.

QUELLENEC, Ingénieur en chef des Ponts et Chaussées, 9, rue Charras, Paris, 9e.

QUERNEL, Lieutenant de Vaisseau, 58, avenue de Poissy, Maisons-Laffitte (Seine-et-Oise).

QUINETTE DE ROCHEMONT, Inspecteur général des Ponts et Chaussées, 18, rue Marignan, Paris, 8e.

RADLOFF, Directeur de la Société anonyme des Usines Franco-Russes, 17, Prajshka, Saint-Pétersbourg (Russie).

RANCELANT, Ingénieur civil, avenue Morillon, Choisy-le-Roi (Seine).

RATEAU, Ingénieur au corps des Mines, 7, rue Bayard, Paris, 8e.

RAUCHFUSS, Directeur des Chantiers Germania, Gaarden près Kiel (Allemagne).

RAVIER (S.-L.), Ancien Ingénieur du Génie maritime, 6, rue de Berne, Paris, 8e.

RAYMOND, Ancien Ingénieur du Génie maritime, Ingénieur principal de la Compagnie des Messageries Maritimes, la Ciotat (Bouches-du-Rhône).

RÉCOPÉ (Comte), Ancien Ingénieur du Génie maritime, 11, avenue d'Iéna, Paris, 16e.

REED (Sir Edward-J.), K. C. B., F. R. S., Broadway Chambers, Westminster, Londres, S.-W. (Angleterre).

RENNER, Ingénieur civil, 10, Turken strasse, thür 5, Vienne (Autriche-Hongrie).

REVOL, Ingénieur du Génie maritime, Attaché à la Direction de MM. Schneider et Cie, 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

RIMBAUD, Ancien Ingénieur du Génie maritime, Directeur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, villa Bellevue, Tamaris-sur-Mer (Var).

RISBEC, Ingénieur du Génie maritime, en retraite, Directeur des Ateliers des Messageries Maritimes, la Ciotat (Bouches-du-Rhône).

ROBERTSON, Inspecteur du Bureau Veritas, 29, Waterloo street, Glasgow (Angleterre).

RONDET-SAINT, Ingénieur-Constructeur, 86, avenue Malakoff, Paris, 16e.

ROTHSCHILD (Baron Edouard DE), Propriétaire de yachts, 2, rue Saint-Florentin, Paris, 1er.

RUDLOFF, Conseiller privé maritime et Directeur des Constructions navales, 16, Marburgerstrasse, Berlin, W. (Allemagne).

RUEFF, Administrateur-délégué des Messageries fluviales de Cochinchine (S. P.), 43, rue Taitbout, Paris, 9e.

RUSSO, Ingénieur du Génie naval Italien, Ministère de la Marine, Rome (Italie).

SABATHIER, Ingénieur du Bureau Veritas, 8, rue Bossuet, le Havre.

SAGLIO, Directeur du Génie maritime, en retraite, 93, rue du Théâtre, Paris, 15e.

SAINT-AMAND (DUFLOS DE), Inspecteur du Service maritime au Chemin de fer du Nord, 142, boulevard Pereire, Paris, 17e.

MM.

SAINT-PAUL, des Usines Skoda, 38, rue de Châteaudun, Paris, 9e.

SALVERT-BELLENAVE (DUTOUR DE), Ingénieur en chef du Génie maritime, Toulon.

SAUTTER, Directeur de la Maison Sautter, Harlé et Cie, 26, avenue de Suffren, Paris, 15e.

SCHIL, Ingénieur civil, Expert du Bureau Veritas, 17, rue Montesquieu, Nancy.

SCHMIDT (Michel), Directeur des Chantiers de MM. Schneider et Cie, Chalon-sur-Saône (Saône-et-Loire).

SCHNEIDER et Cie (M. D.), 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

SCHNEIDER (E.), Maître de Forges, 42, rue d'Anjou, Paris, 8e.

SCIAMA, Directeur de la Maison Bréguet, 19, rue Didot, Paris, 14e.

SCRIBANTI, Professeur à l'École navale supérieure, 19, via Assarotti, Gênes (Italie).

SEBERT (Général), Administrateur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 14, rue Brémontier, Paris, 17e.

SELLERON, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite, 76, rue de la Victoire, Paris, 9e.

SERVE, Manufacturier, 335, chemin de la Corniche, Marseille.

SEYLER (G.), Architecte naval, chemin de Halage, Le Perreux (Seine).

SIEBERS, Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, 74, Westeinde, Voorburg, près La Haye (Hollande).

SIGAUDY, Ingénieur en chef des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 2, rue Guy-de-Maupassant, le Havre.

SKODA (Chevalier VON), des usines Skoda (S. P.), Pilsen (Autriche-Hongrie).

SMAL, Ingénieur des Chantiers Cockerill, Hoboken (Belgique).

SMIT (P.-Jun.), Chantier de Constructions navales « de Industrie », Rotterdam (Hollande).

SMITH (Roy-C.), Capitaine de corvette, Attaché naval de l'Ambassade des États-Unis, 18, avenue Kléber, Paris, 16e.

SMITH (Stuart-Farrar), Ingénieur de la Marine des États-Unis, Arsenal de Cavite (Iles Philippines).

SMULDERS (H.), Membre de la Firme A.-F. Smulders, 70, Haringliet, Rotterdam (Hollande).

SOCIÉTÉ ANONYME DES FORGES ET CHANTIERS DE LA MÉDITERRANÉE (M. D.), 1, rue Vignon, Paris, 8e.

SOCIÉTÉ ANONYME DES ATELIERS ET CHANTIERS DE LA LOIRE (M. D.), 11 *bis*, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

SOCIÉTÉ ANONYME DES CHANTIERS ET ATELIERS DE LA GIRONDE (M. D.), 62, rue de Provence, Paris, 9e.

SOCIÉTÉ ANONYME DES ACIÉRIES ET FORGES DE FIRMINY (M. D.), Firminy (Loire).

SOLIANI (NABOR), Directeur des Chantiers Ansaldo, Gênes (Italie).

SOSNOVSKI, Ingénieur civil, Administrateur-Directeur de la Société de Laval, 48, rue de la Victoire, Paris, 9e.

STAPFER DE DUCLOS, Ingénieur-Constructeur (S. P.), 42, boulevard Maritime, Marseille.

TELLIER (A.), Ingénieur de la Maison Tellier, 52, quai de la Rapée, Paris, 12e.

TENNYSON, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, 119, rue Sadovaya, Saint-Pétersbourg (Russie).

TERRÉ, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite (S. P.), 139, boulevard Haussmann, Paris, 8e.

THIBAUDIER (E.), Directeur du Génie maritime, du cadre de réserve, 6, cité Vaneau, Paris, 7e.

MM.

THIRION, Ingénieur-Constructeur, 160, rue de Vaugirard, Paris, 15e.

THOMASSET, Vice-Amiral en retraite (**M. H.**), 2, avenue Trudaine, Paris, 9e.

THUAU, Ingénieur-Constructeur, 103, rue de Flandre, Paris, 19e.

TITOFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, 47, rue Sadovaya, Saint-Pétersbourg (Russie).

TOUSSAINT, Ancien Chef du Service des Ateliers de construction de MM. Schneider et Cie, 7, boulevard de Brosses, Dijon.

TURBOT, Fabricant de chaînes, Anzin (Nord).

TURC, Lieutenant de vaisseau, à bord du *D'Assas*, Escadre de l'Extrême-Orient.

TURGAN (L.), Ingénieur civil des Constructions navales, Ingénieur-Constructeur, 7, place Malesherbes, Paris, 17e.

VASCONCELLOS (J. DE), Ingénieur des Constructions navales, 20, rue Francisco de Paulo, Lisbonne (Portugal).

VASLIN, (H.), Ingénieur civil, 5, rue Saint-Georges, Paris, 9e.

VECHKOURTZOFF, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, rue Gospodckaïa, Cronstadt (Russie).

VÉDRINE, Président de la Chambre syndicale de la Navigation automobile, 59, boulevard du Château, Neuilly-sur-Seine (Seine).

VENCE, Inspecteur du Lloyd's Register, 26, rue de la République, Marseille.

VERMAND, Ingénieur des Ateliers et Chantiers de la Loire, Saint-Nazaire (Loire-Inférieure).

VIERHOUT (J.-C.), Expert du Bureau Veritas, 109, Prinz Hendrikkade, Amsterdam (Hollande).

VILLE (Georges), Ingénieur-Mécanicien, 30, Cours-la-Reine, Paris, 8e.

VITTECOQ, Dessinateur, 44, rue Nationale, Rosendaël (Nord).

VIVET, Ingénieur civil des Constructions navales (**S. P.**), Saint-Nazaire (Loire-Inférieure).

VOILLAUME (G.), Ingénieur des Chantiers et Ateliers de Saint-Nazaire (Penhoët), 123, rue Ville-ès-Martin, Saint-Nazaire (Loire-Inférieure).

VOISIN (E.), Capitaine au long cours, 11, boulevard Malesherbes, Paris, 8e.

WAHL, Ingénieur en chef du Génie maritime, Ministère des Colonies, Paris, 8e.

WETHERBEE, Ingénieur civil des Constructions navales, Bath Shipbuilding Co, Bath (États-Unis).

WHITE (**Sir William**), K.C.B., L.L.D., Sc.D., F.R.S (**M. H**), Cedarcroft, Putney Heath, Londres S. W. (Angleterre).

WIDMANN, Directeur général de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, 1, rue Vignon, Paris, 8e.

WIDMANN (Georges), Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, 134, avenue Victor-Hugo, Paris, 16e.

WILKINSON, Inspecteur en chef du Bureau Veritas, 17, Cheeseborough Building, 17, State street, New-York (États-Unis).

WILLIAMS, Armateur, Administrateur-délégué de la Compagnie d'armements et de constructions navales, 50, boulevard Haussmann, Paris, 9e.

WILLIAMS (Henry), Ingénieur de la Marine des États-Unis, U. S. Navy yard, New York (États-Unis).

WOODWARD, Ingénieur de la Marine des États-Unis, Board of Inspection and Survey, Navy Department, Washington (États-Unis).

YARROW, Constructeur, Isle of Dogs, Poplar, Londres (Angleterre).

MM

YOUNG, Ingénieur du Bureau Veritas, 155, Fenchurch street, Londres (Angleterre).

ZIEGEL, Ingénieur du Génie maritime, Ingénieur en chef des Chantiers et Ateliers de Provence, 40, chemin de la Madrague, Marseille.

ZIEZE, Ingénieur propriétaire des Chantiers Schichau, Elbing (Allemagne).

NOTA. — Les membres de l'Association sont priés d'indiquer au Secrétaire général les erreurs ou omissions, ainsi que toute modification à apporter aux titres et adresses.

SEIZIÈME SESSION

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME

9 ET 10 MAI 1905.

La seizième Assemblée générale des membres de l'Association technique maritime a eu lieu à l'Hôtel de la Société des Ingénieurs civils de France, 19, rue Blanche, à Paris.

SÉANCES DU 9 MAI 1905.

Séance du matin.

PRÉSIDENCE DE M. DAYMARD.

La séance est ouverte à $9^h 45^m$.

Sur l'invitation du Président, le Secrétaire général, en remplacement de M. le Trésorier empêché, donne lecture du compte rendu de la situation financière.

État des recettes et des dépenses en 1904.

ASSOCIATION.

Recettes:

		fr	fr
Solde de l'exercice 1903.	En caisse	1308,05	4332,03
	Crédit Lyonnais	3023,98	
Cotisations des membres adhérents.	1902	30,00	10790,00
	1903	450,00	
	1904	9330,00	
	1905	180,00	
	Payements de deux souscripteurs perpétuels.	800,00	
Vente de *Bulletins de l'Association*			795,93
Produit des Annonces publiées dans l'*Annuaire*			350,00
Intérêts.	7 obligations P.-L.-M. fusion 3 pour 100	100,80	888,10
	Rente 3 pour 100 amortissable	765,00	
	Crédit Lyonnais	22,30	
			17156,06

Dépenses.

		fr
Loyer et gratification		650,00
Note de M. Gauthier-Villars (*Bulletin* n° 15)		5273,20
Annuaire et imprimés divers		1070,00
Affranchissements, ports de lettres, frais divers		671,90
Allocations aux dessinateur, expéditeur et garçons du Bureau Veritas		300,00
Frais relatifs à la session de 1904		110,00
» au dîner de 1904		102,50
Assurance		25,30
Achat de 120fr de rente 3 pour 100 amortissable	3887,75	7941,75
» 8 obligations foncières 1879	4054,00	
Frais financiers, Crédit Lyonnais		5,05
		16149,70
Solde à reporter à l'exercice 1905		1006,36
Total égal aux recettes		17156,06

FONDATION CANET.

Recettes.

	fr
Solde de l'exercice 1903	4,37
Arrérages de l'année 1904	400,00
Intérêts des arrérages	2,00
	406,37

Dépenses.

	fr
Néant	0,00
Solde à reporter à l'exercice 1905	406,37

RÉCAPITULATION.

	fr		fr
Solde Association	1006,36	En caisse	1214,28
Solde Fondation Canet	406,37	Crédit Lyonnais	198,45
Total	1412,73	Total égal	1412,73

RÉSUMÉ.

Le capital de l'Association s'élève aux chiffres suivants :

		fr
Solde au 31 décembre 1904		1006,36
Valeurs en dépôt au Crédit Lyonnais	7 obligations P.-L.-M. fusion 3 pour 100, au cours du 31 décembre 1904	3195,50
	795fr de rente 3 pour 100 amortissable au cours du 31 décembre 1904	26129,00
	8 obligations foncières 1879 au cours du 31 décembre 1904	4034,00
		34364,86
Le capital de la Fondation Canet est constitué par 400fr de rente 3 pour 100 perpétuel, au cours du 31 décembre 1904		13026,66
Auquel il convient d'ajouter les arrérages en caisse au 31 décembre 1904		406,37
		13433,03

M. le PRÉSIDENT. — Je mets aux voix l'approbation des comptes qui viennent d'être lus. (*Adopté à l'unanimité.*)

Je dois d'ailleurs vous indiquer à cette occasion que l'établissement choisi pour le dépôt de nos capitaux est le Crédit Lyonnais.

M. le PRÉSIDENT. — Messieurs, l'ordre du jour appelle une modification aux statuts; elle est nécessitée par les circonstances suivantes : vous savez que nous avons désiré, bien que cela ne s'imposât pas d'une manière absolue, que notre Association fût reconnue d'utilité publique; nous avons fait les démarches nécessaires, et nous avons rencontré, non pas des difficultés, mais des formalités nombreuses, qui font traîner les choses en longueur; parmi ces formalités se trouve l'obligation d'avoir des statuts agréés par le Conseil d'État, et entrant dans un certain cadre arrêté par lui. Les statuts que nous avions préparés sont conformes à l'esprit du type adopté par le Conseil d'État; on ne nous fait aucune objection de fond, mais on nous demande de les mettre dans un cadre tout spécial, de sorte que nous sommes obligés de les remanier un peu. C'est cette modification, qui ne porte pas sur le fond, mais

sur quelques détails, et surtout sur l'ordre des articles et des matières, que nous prions l'Assemblée d'approuver.

Nous avons été aussi conduits à diviser les matières de nos statuts en deux parties : une partie constituant les nouveaux statuts proprement dits, à soumettre au Conseil d'État en vue d'obtenir la reconnaissance d'utilité publique; puis une autre partie constituant un règlement intérieur, et renfermant une partie des dispositions d'ordre secondaire qui nous régissent, lesquelles figuraient dans les anciens statuts, ou résultent de diverses décisions du Bureau.

M. Hauser, Secrétaire général, donne lecture des nouveaux statuts et du règlement intérieur (*voir* p. v).

M. le Président. — Avant de procéder au vote sur les statuts et le règlement intérieur, je vous demanderai de vous prononcer en outre sur le point suivant, et de décider qu'au cas où le Conseil d'État nous demanderait quelques modifications qui ne changeraient pas le fond d'une façon notable, ou modifieraient seulement la forme, le Conseil serait autorisé à les effectuer, sans recourir à une nouvelle Assemblée générale, afin d'arriver le plus vite possible à la reconnaissance d'utilité publique.

Quelqu'un a-t-il des observations à présenter? Personne ne demandant la parole, je mets aux voix les statuts et le règlement intérieur, ainsi que l'autorisation demandée par le Conseil de l'Association d'accepter les modifications de détail ou de forme, qui pourraient être demandées par le Conseil d'État. (*Adopté à l'unanimité.*)

M. le Président. — L'ordre du jour appelle l'élection des Membres du Conseil; celui-ci a proposé de réélire tous les Membres sortants, sauf M. Pollard, qui a demandé à se retirer en raison de sa résidence hors de Paris; nous vous proposons de le remplacer par M. Terré, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite.

Nous avons reçu un certain nombre de lettres de membres absents, qui nous ont envoyé leurs bulletins, tous conformes aux propositions du Conseil; mais en fait ces bulletins ne sont pas valables, nos statuts ne prévoyant pas le vote par correspondance.

M. Turgan. — Est-ce qu'on ne pourrait pas le prévoir?

M. Hauser. — Prévoyons-le... pour ne pas l'admettre. Le Conseil d'Etat, du reste, n'admet le vote par correspondance que par exception.

M. de Chasseloup-Laubat. — Dans une autre association dont je fais partie, les statuts ont été revus par le Conseil d'État, et, pour permettre aux membres éloignés de Paris de voter, nous avons adopté le vote par correspondance. Je

me demande pourquoi l'Association Technique Maritime, qui a beaucoup de ses membres dans les ports, ne l'a pas admis.

M. le Président. — On a jusqu'ici reculé devant la complication qui en résulterait.

M. de Chasseloup-Laubat. — Je fais cette réserve que le Conseil d'État admet ce mode de votation.

M. Hauser. — Exceptionnellement.

Un Membre. — Est-ce qu'il y a un nombre de votants indispensable?

M. le Président. — Non, ce qui est indispensable c'est la majorité des membres présents.

M. Hauser. — Si les membres peuvent voter par correspondance, il est à craindre que beaucoup votent de cette façon, et se dispensent de venir aux réunions.

M. Bocher. — J'appuierai ce que vient de dire M. de Chasseloup-Laubat par l'exemple de la Société des Électriciens et de la Société des Ingénieurs civils, où l'on a reconnu la nécessité du vote par correspondance; après avoir vécu longtemps sur des statuts qui proscrivaient ce vote, on a dû les réformer, pour permettre ce mode de votation, qui est plus logique, lorsqu'on se trouve en présence d'associations dont les membres sont épars.

M. le Président. — Je n'ai personnellement aucune objection grave à faire contre le vote par correspondance, et il me semble, après ce qui vient d'être dit, que la majorité serait disposée à accepter ce vote, sans y attacher cependant une importance absolue. Voulez-vous qu'il soit entendu que, parmi les modifications autorisées au texte qui a été voté, il y aura le vote par correspondance, si nous ne rencontrons pas de difficulté de la part du Conseil d'État? (*Adopté.*)

M. le Président. — Voici le résultat du scrutin : l'unanimité des suffrages exprimés accepte les propositions du Conseil, qui reste composé comme il l'était antérieurement, sauf que M. Pollard est remplacé par M. Terré.

Nous allons voter sur l'admission d'un certain nombre de Membres qui, depuis la dernière Assemblée Générale, ont demandé à se faire inscrire, et ont été admis provisoirement par le Conseil; on va vous donner leurs noms.

M. Hauser, Secrétaire général, lit les noms de :

MM.

D'Agoult, Ancien officier de Marine, Paris.
Arminot, Inspecteur du Bureau Veritas, Nantes.
D'Athougia, Ingénieur de la Marine Royale Portugaise, Lisbonne.
Audra, Courtier-juré d'Assurances, Paris.
Auscher, Ingénieur en chef du Génie maritime, Directeur de l'École d'Application du Génie maritime, Paris.
Bossière (Henry), Courtier maritime, Paris.
Caralp, Mécanicien-Inspecteur de la Marine, Paris.
Carvalho Dann e Lorena, Ingénieur de la Marine Royale Portugaise, Lisbonne.
Cloarec, Directeur de la Ligue Maritime Française, Paris.
Conde, Agent du Bureau Veritas, Vigo.
Sir John Durston, Contre-Amiral, Ingénieur en chef de l'Amirauté Anglaise, Londres.
Hay, Ingénieur de la Koninglijke Maatschappij de Schelde, Vlissingen.
Henry, Ingénieur, Paris.
Hermite, Ancien Ingénieur du Génie maritime, Paris.
D'Huart, Administrateur-délégué de la Société de Senelle-Maubeuge, Longwy.
Huet, Ingénieur en chef du Génie maritime, en retraite, Paris.
Kossura, Ingénieur de la Marine Impériale Russe, Saint-Pétersbourg.
De Laforcade, Ingénieur des Constructions navales, Levallois-Perret.
Langlois, Mécanicien en chef de la Marine, en retraite, Ingénieur en chef de la Compagnie Cyprien Fabre, Marseille.
Lemaire, Inspecteur général du Génie maritime, Paris.
Leroy, Assureur maritime, Paris.
Lestonnat, Ancien officier de paquebot, publiciste maritime, Paris.
Le Vavasseur, Ingénieur-constructeur, Puteaux.
Maugras, Ingénieur civil, Paris.
Martinenq, Constructeur de navires, La Seyne.
Molas, Ingénieur des Constructions navales, Paris.
Orlando, Ingénieur-constructeur, Livourne.
Pellechia, Ingénieur du Génie naval Italien, Paris.
Pinot, Secrétaire général de l'Association des constructeurs de navires et de machines marines, Paris.
Quernel, Lieutenant de vaisseau, Maisons-Laffitte.
Rondet-Saint, Ingénieur-constructeur, Paris.
Saint-Amand, Inspecteur du Chemin de fer du Nord, Paris.
Seyler, Architecte naval, Le Perreux.
Smith (Roy-C.), Capitaine de corvette, Attaché naval à l'Ambassade des États-Unis, Paris.
Thuau, Ingénieur-constructeur, Paris.
Védrine, Président de la Chambre syndicale de la Navigation automobile, Paris.
Vierhout, Expert du Bureau Veritas, Amsterdam.
Williams (Henry), Ingénieur de la Marine des États-Unis, New-York.

Tous ces membres sont admis à l'unanimité par l'Assemblée générale.

L'ordre du jour porte ensuite une allocution du Président, qui s'exprime ainsi :

« Messieurs et chers Collègues,

» Au début de la seizième session de notre Association, je suis heureux d'avoir tout d'abord à constater avec vous sa situation satisfaisante, et son développement continu. Les admissions que vous venez de prononcer portent à 379 le nombre des membres, et notre capital est maintenant d'environ 34000fr.

» Ce chiffre, bien modeste encore, il est vrai, nous permet cependant d'espérer que, d'ici à quelque temps, nous pourrons arriver, après le paiement du Bulletin, à décerner des médailles honorifiques à quelques-uns des mémoires lus durant nos sessions, et à compléter les arrérages de la Fondation Canet, de façon à attribuer plus souvent une bourse de voyage à l'un de nos jeunes collègues.

» Depuis notre dernière Assemblée Générale, nous avons inauguré les séances du soir, où les membres présents ont pu, dans une conversation amicale, échanger leurs idées sur les actualités d'architecture navale ou de machines marines.

» Les deux réunions des 16 décembre 1904 et 24 février 1905 ont semblé répondre au but que nous nous étions proposé, et nous les renouvellerons dans l'intervalle des sessions de 1905 et 1906.

» Elles ont lieu au siège de la Ligue Maritime, avec laquelle, par l'échange des bulletins, et par l'inscription de chacune des Sociétés comme bienfaitrice de l'autre, nous avons établi des liens de bonne entente. J'ai l'espoir que ces témoignages réciproques d'intérêt seront avantageux à ces deux Associations, qui, dans des domaines distincts, et par des moyens différents, concourent cependant vers un but commun : le développement de la Marine, et des industries qui s'y rattachent.

» L'année écoulée 1904, Messieurs et chers Collègues, n'a pas été favorable aux établissements Français de construction navale, surtout pour les maisons travaillant exclusivement pour la Marine marchande, et deux chantiers ont dû être fermés à Nantes.

» Permettez-moi de mettre sous vos yeux un tableau qui fait bien ressortir la marche décroissante de notre industrie navale, et la nécessité de prendre des mesures pour l'arrêter.

» C'est la statistique des navires de commerce, tant à voiles qu'à vapeur, de plus de 100tx bruts, lancés en France durant les six dernières années.

Voici ce tableau :

En 1899.....	51	navires	jaugeant	.....	89000 tx
1900.....	75	»	»	.....	116000
1901.....	92	»	»	.....	178000
1902.....	99	»	»	.....	192000
1903.....	75	»	»	.....	91000
1904.....	69	»	»	.....	81000

» Il en résulte qu'en 1904, nous sommes encore au-dessous de 1903, dont le tonnage n'avait pas atteint la moitié de celui de 1902. Cette année 1902 a été, il est vrai, celle de notre production maxima depuis bien longtemps; mais 1901 avait fourni près de 180000tx, et 1900 environ 120000tx. La décadence est donc très marquée; les causes en sont connues, aussi les effets désastreux. Nous devons compter que la loi destinée à porter remède à cette situation sera votée dans le plus bref délai.

» En Angleterre, à l'inverse de ce qui a lieu chez nous, la production de 1904, 1205000tx, constitue une légère reprise sur 1903 tombé à 1190000tx, après 1427000tx en 1902, et 1525000tx en 1901, ce qui correspondait à un maximum. J'ajouterai que 1905 se présente en progrès chez nos voisins d'Outre-Manche, et en nouvelle baisse chez nous.

» En Allemagne, l'essor de la construction navale se continue en même temps que celui des deux flottes (de guerre et de commerce), plus rapidement même, parce que les chantiers Allemands fournissent une part de plus en plus grande dans les nouveaux navires. Le relèvement de 1904 par rapport à 1903 (202000tx contre 184000tx) est plus sensible qu'en Angleterre.

» Parmi les pays de moindre production, il en est deux qui présentent une augmentation sur 1903; ce sont l'Autriche-Hongrie, 17000tx en 1904, contre 11000tx en 1903, et la Norvège, 50000tx en 1904 contre 41000tx en 1903. Les autres accusent une diminution plus ou moins marquée.

» Revenons à la France, et considérons la Marine militaire.

» La construction des bâtiments de guerre, y compris ceux exécutés dans les arsenaux et établissements de l'État, était tombée durant l'année 1903, par suite de l'abandon du programme de 1900, à un total relativement très faible de 31000tx, chiffre à peu près de même valeur en ce qui concerne notre Marine nationale, que ceux de 1902, 1901 et 1900; mais il convient d'ajouter que la production des deux années 1900 et 1901 en bâtiments de combat avait été sensiblement augmentée par la construction dans nos chantiers privés d'un certain nombre le bâtiments de guerre destinés à des puissances étrangères.

» Nous devons souhaiter, et nous espérons que nos établissements de construction navale vont bientôt retrouver plus d'activité; d'une part par leur coopération la plus large possible à l'exécution du programme élaboré en ce moment par le département de la Marine; d'autre part en recevant des commandes de navires de guerre étrangers.

» Si nous envisageons maintenant quels sont, depuis un an, les progrès qui ont été accomplis, et les progrès qui ont surgi dans l'architecture navale et les machines marines, nous avons à signaler en première ligne le développement, et le succès très marqué, sinon encore absolu, des turbines à vapeur comme moteurs marins. Ce succès est mis en évidence par la commande de nouveaux bateaux pour les courtes traversées, comme celles du Pas-de-Calais, de la Manche, du canal Saint-Georges et de la mer d'Irlande; par l'entrée en service des deux transatlantiques *Victorian* et *Virginian*; par la mise en main définitive d'appareils d'une puissance de 70000^{chx} pour chacun des deux paquebots Cunard, qui doivent réaliser une vitesse minima de 24^{n} $\frac{1}{2}$, et enfin par l'apparition des turbines motrices sur des bâtiments de guerre, non seulement sur des torpilleurs ou contre-torpilleurs, mais sur des croiseurs.

» Notre collègue, M. Hart, nous fournit à ce sujet des renseignements assez complets. Un autre de nos collègues, M. Delaporte, nous donne le compte rendu des essais d'une nouvelle turbine, la turbine Bréguet à disques de Laval, placée à bord d'un torpilleur; les résultats très satisfaisants, alors surtout qu'il s'agit d'une première application, montrent que notre pays, qui avait déjà à son actif la turbine Rateau, apporte un efficace concours au développement du nouveau système de propulsion, ce qui ne nous fait pas oublier tout ce qui est dû à cet égard à l'initiative et aux persévérants efforts de M. Parsons.

» En second lieu, nous devons noter les progrès très marqués accomplis dans les applications des machines à combustion intérieure à la propulsion des navires.

» Des canots de course ou de plaisance, les nouveaux moteurs se sont étendus, et paraissent devoir s'étendre de plus en plus aux bateaux de servitude, soit embarqués, soit employés dans les ports, aux navires de pêche et aux yachts destinés à la navigation maritime.

» Pour les appareils, on tend à augmenter la puissance, et à diminuer le poids par cheval, à obtenir plus d'endurance et de sécurité de fonctionnement; enfin à substituer à l'essence des combustibles plus lourds et moins dangereux, tels que le pétrole lampant.

» Pour les coques, les constructeurs s'efforcent de leur donner les qualités

nécessaires pour tenir la mer, tout en continuant la recherche des formes les plus avantageuses à la vitesse.

» Notre collègue, M. Alphonse Tellier, va nous parler du récent meeting de Monaco. Une mer un peu moins calme que l'année dernière a rendu les courses plus instructives et plus profitables, en montrant les desiderata à remplir, lorsqu'il s'agit de naviguer ailleurs que sur les eaux tranquilles d'une rivière ou d'un lac, et heureusement cette leçon a été donnée sans qu'il y ait eu à déplorer d'accidents de personnes. La course qui a lieu en ce moment entre Alger et Toulon ne peut manquer d'apporter aussi de sérieux enseignements, sur les conditions à exiger des coques et des machines, pour leur permettre d'affronter la pleine mer.

» Enfin, Messieurs et chers Collègues, comme dernière remarque, je vous signalerai de nouveau l'augmentation continue et générale du tonnage des navires nouvellement construits.

» En ce qui regarde les bâtiments de guerre, quelques croiseurs ont maintenant plus de 150^m de long, et les cuirassés de combat, qui, naguère encore, ne dépassaient pas 12000^t de déplacement, atteignent aujourd'hui 16000^t; on nous annonce même la mise en chantier d'un cuirassé Japonais déplaçant 19000^t.

» Il reste à savoir, il est vrai, dans quelle mesure un pays donné, la France par exemple, doit suivre ce mouvement en avant, qui, malheureusement, avec l'augmentation de leurs dimensions et de leur puissance, entraîne pour chacune des grosses unités un accroissement considérable de leur prix.

» Cela dépend, pour ce pays, de sa politique générale, de sa politique maritime, de ses finances, et d'autres facteurs, parmi lesquels se trouvent les enseignements qui ne tarderont pas à se dégager en se précisant, des faits de guerre déjà accomplis, et surtout de ceux qui se préparent à brève échéance en Extrême-Orient.

» Pour les navires de commerce en général, l'accroissement du tonnage moyen est mis en évidence par les statistiques du canal de Suez, mais l'augmentation des dimensions est surtout marquée pour les paquebots, aussi bien de moyenne que de grande vitesse.

» La longueur, restée légendaire du *Great-Eastern* (210^m), qui a été un record pendant un demi-siècle, est aujourd'hui bien dépassée.

» Le *Baltic* de la ligne White-Star, mis en service, il y a quelques mois, sur la ligne de New-York, a les caractéristiques suivantes :

Longueur totale.....	$221^m,40$
Largeur extrême.....	$22^m,88$
Creux.....	15^m

Tonnage en douane	23 000^{tx}
Port en lourd	28 000^{t}
Déplacement en charge	40 000^{t}
Tirant d'eau en charge	10^{m},20

» L'*Amerika,* lancé le mois dernier à Belfast, et destiné aussi au service de New-York, sous le pavillon de la Compagnie Hambourgeoise, a comme dimensions principales :

Longueur totale	205^{m}
Largeur extrême	22^{m}
Creux	16^{m}
Déplacement en charge	41 000^{tx}
Tirant d'eau	10^{m},30

» Je rappelle aussi les chiffres relatifs aux deux paquebots en construction pour la Compagnie Cunard, destinés aussi à la ligne de New-York.

Longueur totale	236^{m}
Largeur extrême	27^{m}
Creux	16^{m},5
Déplacement en charge (environ)	47 000^{t}
Tirant d'eau	10^{m},70

» Nous sommes, en France, loin d'atteindre de pareilles dimensions. Notre plus grand navire de commerce, *La Provence,* récemment lancé à Saint-Nazaire, présente les caractéristiques suivantes :

Longueur totale	190^{m},40
Largeur extrême	19^{m},75
Creux au pont principal	12^{m},70
Tonnage en douane approximatif	14 000
Port en lourd	4 700^{t}
Déplacement en charge	19 160^{tx}
Tirant d'eau moyen	8^{m},20

» Ce dernier chiffre est la limite extrême (un peu risquée même au point de vue de la facilité des carénages), qui puisse être adoptée au port du Havre.

» Si l'on veut que la France ne soit pas de plus en plus distancée par ses concurrents, il faut se hâter de créer un nouveau port approprié, qui donne la possibilité d'exploiter des paquebots de longueur et de tirant d'eau suffisamment élevés, puisque c'est la condition *sine qua non* pour doter ces navires de toutes les qualités qu'on en exige aujourd'hui. » (*Approbation.*)

M. le Président. — Avant de commencer la lecture des mémoires, M. Bertin demande à faire une communication.

M. Bertin, Vice-Président. — J'ai apporté un certain nombre de brochures, que j'ai le plaisir d'offrir aux membres qui voudraient en enrichir leur bibliothèque; malheureusement il n'y en a que vingt de chaque espèce.

M. le Président. — Au nom de tous les membres, je remercie M. Bertin de sa libéralité.

La parole est ensuite donnée par M. le Président aux auteurs des mémoires présentés.

M. Hart donne lecture de son mémoire.

Note sur les essais d'une chaudière Solignac-Grille;

Par M. Hart,
Ingénieur attaché au service maritime du Chemin de fer du Nord.

M. Hart fournit des renseignements détaillés sur les essais faits en Angleterre sur une chaudière Solignac-Grille, et sur ceux exécutés à Calais sur une autre chaudière du même type. Ces derniers essais avaient pour but principal de constater l'effet réel du nettoyage à contre-vapeur. Il signale la possibilité de marcher avec une eau très concentrée, grâce aux chasses de vapeur, qui ont un effet très net.

M. le Président. — Quelqu'un a-t-il des observations à présenter au sujet de la communication sur les chaudières Solignac-Grille? Peut-être ceux d'entre vous qui ont été à Indret pendant qu'on y faisait des essais sur ces chaudières pourraient-ils nous dire quelque chose?

M. de Chasseloup-Laubat. — Je voudrais demander ceci à M. Hart : Avez-vous fait des essais sur le fonctionnement des chaudières avec marche intensive, avec des modèles donnant des circulations plus intenses? Voici pourquoi je me permets cette question : c'est parce qu'il est certain, à mon avis, que la chaudière Solignac-Grille est au nombre de celles dont la circulation est des plus faibles, je dirai même des plus problématiques; je me demande si avec des chaudières à circulation plus rapide, telles que les Normand, les Yarrow, les Thornycroft, il n'y aurait pas automatiquement cet effet de purge pendant la période de grande marche. Est-ce que M. Normand peut nous donner quelques renseignements à cet égard? Avez-vous fait des essais sur des chaudières restant longtemps avec les feux bas, ou en stationnement, et

marchant ensuite 2 heures à grande vitesse? Avez-vous obtenu un détartrage des tubes dans ces conditions, ou êtes-vous forcé de les nettoyer souvent? Le point est très important. Est-ce que ce détartrage peut être obtenu en pratique, dans la marine, uniquement par le dispositif de M. Grille, ou peut-il être obtenu automatiquement par des chaudières à circulation très intensive? J'appelle chaudières à circulation très intensive des chaudières où l'on arrive à mettre en circulation 140 ou 150 fois le poids d'eau vaporisée.

M. Hart. — Je dois dire que je n'ai pas dépassé 200^{kg} par mètre carré de grille, parce que mon appareil alimentaire ne me le permettait pas.

M. de Chasseloup-Laubat. — Vous n'avez pas fait d'expériences avec d'autres types de chaudières?

M. Hart. — Non, je n'avais que celle-là, et là la circulation est pour ainsi dire illusoire.

M. de Chasseloup-Laubat. — Oui, la circulation se fait quand elle peut.

M. le Président. — Je crois que dans la pratique, sur les chaudières qu'on a appelées à petits tubes, le détartrage se produit plus ou moins automatiquement suivant l'activité de la circulation. M. Du Temple au début, lorsqu'il exposait son système de chaudière, n'avait pas le succès qu'il méritait; on lui disait : « Vos chaudières ne pourront pas marcher longtemps, car *on ne peut pas nettoyer vos tubes* »; ce à quoi M. Du Temple répondait : « C'est vrai, je le reconnais, mais mes tubes n'ont pas besoin d'être nettoyés, le fonctionnement même de la chaudière les empêche de s'entartrer ». Il n'avait, du reste, raison qu'en partie, mais enfin son raisonnement était celui-ci : « Mes tubes n'ont pas besoin d'être nettoyés, c'est la circulation qui fait le détartrage ».

M. Bertin. — A l'origine, les chaudières Sochet, qui ont précédé les Du Temple, n'avaient pour but que d'éviter les dépôts par le système de circulation.

M. Hart. — Il serait intéressant de connaître des exemples de chaudières restant longtemps sous les feux, et n'étant pas salies.

M. de Chasseloup-Laubat. — M. Thornycroft prétend que, pratiquement, ses chaudières fonctionnant dans ces conditions n'ont pas besoin d'être nettoyées; M. Yarrow prétend le contraire, et dit : « C'est précisément la nécessité du nettoyage qui m'a fait adopter des tubes droits, pour qu'on puisse de temps en temps donner un coup de racloir ». Je crois donc que dans les chaudières à grande circulation des détartrages automatiques peuvent se produire.

M. Hart. — Les rentrées de graisse servent d'agglutinant, et il y a des dépôts de 5mm dans les tubes du bas.

M. de Chasseloup-Laubat. — La circulation est-elle plus rapide? Est-elle continue? Chaque fois qu'on dispose les tubes sensiblement au-dessus du niveau d'eau, j'ai toujours vu, avec de l'eau normale, la circulation se faire par des pulsations rapides.

M. Hart. — Il y a derrière le tube un appareil qui a son utilité, c'est une sorte de cuiller, qui ressemble à un culot de cartouche.

M. Grille. — Je voudrais répondre un mot à ce que disait tout à l'heure M. de Chasseloup-Laubat. Je dois dire qu'avant d'avoir réalisé le système de nettoyage pour éliminer les dépôts, nous avons failli abandonner la chaudière Solignac. Nous avions une grande circulation, mais, au bout d'un nombre d'heures très réduit, nous avions des dépôts adhérents. Nous avons réussi à trouver notre système grâce à M. Bertin, qui nous a tracé le programme de cette chaudière; c'est la première qui a été faite, et elle a servi à tous les essais exécutés jusqu'ici, c'est pour cela qu'elle est en mauvais état; il y a des joints et des robinets qui sont gênants, mais nous ne pouvions malheureusement pas faire cadeau à M. Hart d'une chaudière neuve, d'autant plus qu'il avait l'intention de l'essayer à outrance.

Par hasard, ayant produit un dispositif permettant l'isolement du collecteur, que M. Bertin nous avait demandé, nous nous sommes dit : qu'arriverait-il si nous fermions ce robinet en marche, et si nous ouvrions l'autre? Nous avons vu que nous obtenions le nettoyage; mais jusqu'à cet instant, nous attendions le moment où il allait falloir abandonner nos recherches, à cause des dépôts considérables qui se produisaient.

Nous avons tenu, par coquetterie, à exposer cette chaudière à Liège, telle qu'elle est partie de Calais, et là même les tubes, qui ont été surchauffés par défaut d'alimentation, ont pu fonctionner; ils ne sont plus absolument droits, mais ils vont encore pouvoir marcher; ils ont actuellement un total de 3000 *heures de chauffe,* et nous allons encore y ajouter un millier d'heures, de sorte que cette chaudière aura, à la fin de l'exposition, produit 4000 heures de chauffe avec de mauvaise eau. La circulation n'empêche pas le dépôt; elle le limite évidemment, mais malheureusement elle ne l'empêche pas. Il faut autre chose.

M. de Chasseloup-Laubat. — Quelle est à peu près votre circulation au point de vue intensif, par rapport au poids d'eau vaporisée?

M. Grille. — C'est très difficile à établir. La pression libre dans un tube de

verre, cela est apparent, cela se mesure; que se passe-t-il lorsque les volumes d'eau et de vapeur ne sont plus dans un rapport donné? Je ne sais pas.

M. de Chasseloup-Laubat. — Vous n'avez pas mesuré la vaporisation à la pression atmosphérique?

M. Grille. — Si, elle est à peu près dans le rapport de 1 à 4; on vaporise environ le quart de l'eau qui passe dans les tubes.

M. de Chasseloup-Laubat. — A la pression atmosphérique?

M. Grille. — Oui; maintenant, à la pression de 18^{kg}, la proportion d'eau doit être plus grande.

M. de Chasseloup-Laubat. — Toutes les expériences que j'ai faites l'ont été à la pression atmosphérique.

M. Grille. — J'ai essayé également.

Un Membre. — Et votre chaudière pour torpilleur?

M. Grille. — Elle a été brûlée dans un incendie, et il a fallu la recommencer complètement.

M. le Président. — Monsieur Godard, je sais que vous avez eu occasion de vous occuper des chaudières Solignac-Grille, n'auriez-vous pas quelque chose à ajouter à ce qui vient d'être dit?

M. Godard. — Je ne puis dire qu'une chose, c'est que nous avons deux chaudières qui marchent depuis novembre en service courant, et qu'on ne trouve pas de dépôt très appréciable dans les tubes. Il est vrai que nous avons le système à renversement de courant, qui a certainement de l'intérêt.

M. le Président. — Nous remercions M. Hart de sa communication. Cette discussion intéressante a prouvé une fois de plus que c'est l'expérience qui est la grande maîtresse; les idées les plus géniales sont rarement mises au point du premier coup, c'est l'expérience qui permet de résoudre les difficultés de détail, qui presque toujours font obstacle à l'application des meilleures idées.

M. Hart. — Je demanderai à ajouter ce simple mot : c'est que les résultats que j'ai relatés dans ma note ont été obtenus avec un personnel très restreint et très peu entraîné.

M. le Président. — C'est une raison de plus en faveur de cette chaudière, bien Française, et à qui on ne peut que souhaiter le succès.

Après la session M. Grille a adressé au Président de l'Association la lettre suivante :

« Monsieur le Président,

» Permettez-moi de vous adresser une petite observation relativement à la communication faite par notre collègue M. Hart, sur les essais d'une de nos chaudières.

» Notre collègue M. de Chasseloup-Laubat, ayant demandé si la production de vapeur était continue, il lui a été répondu qu'elle était régulière; cette réponse est exacte, mais demande à être précisée.

» Dans notre chaudière, comme dans toutes les chaudières à tubes d'eau, la vapeur se dégage par poussées brusques, aussi voit-on, dans les modèles en verre de chaudières Normand, Du Temple, Yarrow, etc., etc., les tubes se vidanger et se remplir, dès que la chauffe est poussée, ces vidanges et ces remplissages se succédant avec une grande rapidité. Il en serait de même dans notre chaudière, si la tuyère de Solignac ne venait obliger les vidanges à ne se produire que dans le sens voulu; il reste donc dans le tube, dans sa partie inférieure, une culasse d'eau, l'excès d'eau étant seul expulsé; la circulation se fait donc par des poussées successives; elle ne pourrait être continue que dans le cas théorique où la vaporisation correspondrait exactement au débit de la tuyère, ce qu'il faut éviter, puisqu'on recherche une circulation.

» Nous avons rendu facile la constatation de ce fonctionnement, en constituant un élément de chaudière avec un tube de verre de 15^{mm}-18^{mm}, muni d'une tuyère mobile, dont la course atteint 5^{mm} à 6^{mm}, et est limitée par une buttée. La chauffe est obtenue par une rampe de becs de Bunsen, et peut être poussée jusqu'à une vaporisation de 170^{kg} par mètre carré de surface de chauffe.

» Suivant l'allure de chauffe, on voit, et on entend la tuyère battre contre sa buttée à une rapidité d'autant plus grande que la chauffe est plus intense; la circulation est proportionnelle à la chauffe.

» J'ai tenu à vous présenter ces remarques, car elles confirment les études de M. de Chasseloup-Laubat, qui a été le premier, si je ne me trompe, à signaler ce mode brusque de production de la vapeur, et à en indiquer les effets sur la circulation de l'eau dans les chaudières à tubes d'eau.

« Veuillez agréer, Monsieur le Président,
l'assurance de mon respectueux dévouement,

A. Grille.

M. Bassetti donne lecture de son mémoire.

Étude sur les condenseurs à surface. Calcul rationnel de ces appareils;

Par M. Bassetti,
Ingénieur civil des Constructions navales.

L'auteur, appliquant aux condenseurs à surface les lois générales de la Thermomécanique relatives aux courants de convection, établit les trois formules fondamentales suivantes :

$$Q = 0,45 \frac{\theta}{\sqrt{D}} \sqrt{lS},$$

$$\sqrt{lS} = \frac{\sqrt{D}}{0,45\theta} [P(606,5 + 0,305\tau - T) - 637,5]F,$$

$$t = t_0 + 0,125 \frac{\theta}{\sqrt{D}} \sqrt{\frac{S}{l}}$$

où les lettres ont la signification suivante :

S, surface réfrigérante intérieure aux tubes en centimètres carrés;
D, diamètre extérieur d'un tube en centimètres;
l, débit de la pompe à air par seconde en centimètres cubes;
F, puissance en chevaux;
P, poids de vapeur consommé par cheval-heure en kilogrammes;
Q, pouvoir refroidissant du condenseur par heure en grandes calories;
τ, température de la chaudière en degrés centigrades;
T, température du condenseur en degrés centigrades;
t_0, température de la mer en degrés centigrades;
t, température de l'eau de circulation à la sortie du condenseur en degrés centigrades;
$\theta = (t - t_0)$ excès de la température du condenseur sur la température de la mer.

La première de ces relations permet de calculer le pouvoir refroidissant d'un condenseur; on voit que ce pouvoir est sensiblement proportionnel à la moyenne géométrique de la surface réfrigérante et du débit de la pompe de circulation, pour une température θ donnée.

La deuxième formule sert à calculer les caractéristiques d'un appareil de condensation projeté.

Enfin la dernière relation donne la température de l'eau de condensation à sa sortie du condenseur.

M. le Président. — Quelqu'un a-t-il des observations à faire sur cette communication?

M. Lelong. — Je crois que M. Bassetti a parfaitement raison de dire qu'il faut faire quelques expériences, pour savoir la quantité d'eau de circulation qui passe dans un condenseur; on a des chiffres *a priori*, mais il serait bon de les contrôler, cela ne fait pas l'ombre d'un doute. Je crois que le condenseur n'est pas un appareil qu'il faille calculer très juste; il faut un condenseur

très fort, parce que, quand un bateau va dans les pays chauds, le condenseur s'encrasse; un bateau qui aura un condenseur puissant s'en trouvera bien.

M. le Président. — Oui, seulement, quand on court après le poids, il faut, en même temps, restreindre le volume du condenseur.

M. Lelong. — Il y a des vapeurs qui ont une grande surface réfrigérante, et presque pas d'eau à y faire circuler.

M. Normand. — Il y a des cas où l'on est extrêmement gêné par le poids, c'est ce qui se passe pour les torpilleurs et les contre-torpilleurs, où nous avons proportionnellement moins de la moitié de la surface de condensation qui existe dans les grands navires.

Il y a toujours avantage à augmenter le débit, parce que cela permet de réduire l'autre facteur, surtout quand ce débit n'entraîne pas un appareil mécanique de grandes dimensions, ou que la circulation se fait par le sillage. Je crois que nous avons dans ces bateaux-là au moins trois ou quatre fois la quantité d'eau de circulation qui existe dans un condenseur ordinaire, même muni d'une grande pompe centrifuge; la quantité d'eau avec une pompe centrifuge est bien moindre qu'avec le sillage.

M. le Président. — Nous remercions M. Bassetti de sa communication d'autant plus intéressante qu'avec les moteurs à turbine l'importance du vide et, par suite, des organes de condensation, est devenue encore plus grande qu'avec les machines alternatives.

M. Lelong donne lecture de son mémoire.

Sur la souplesse de manœuvre des machines marines;

Par M. R. Lelong,
Ingénieur principal du Génie maritime.

M. Lelong s'est demandé s'il est prudent, sur les navires munis de chaudières à faible volume d'eau, de passer sans transition d'une allure à une autre, ou de stopper brusquement. Il conclut que l'on peut, sans danger, user de toute la souplesse de manœuvre que fournit la mise en train, à condition : 1° de ménager une chute de pression notable entre les chaudières et les machines; 2° d'avoir une décharge directe des chaudières au condenseur; 3° de déterminer la régulation correspondant à la position *stop*, de manière qu'il ne puisse s'établir de contre-pression dangereuse dans les cylindres.

M. le Président. — Quelqu'un a-t-il des observations à présenter sur cette communication ?

M. Normand. — Il y a une quinzaine d'années, je faisais prendre des courbes sur une machine qui était timbrée à $3^{kg},5$; au moment où l'on relevait les courbes, on a fait machine en arrière, immédiatement la pression est montée dans le cylindre au double du timbre; à la suite de cela, j'ai muni toutes mes machines d'une soupape qui n'est pas chargée, et qui permet à la vapeur comprimée au delà de la pression normale de rentrer dans la boîte à tiroir; je m'en trouve très bien. Il n'y a plus à considérer la courbe de régulation, à savoir s'il faut avoir des bielles croisées ou ouvertes : la soupape est là.

M. Lelong. — J'ai rappelé vos soupapes dans mon mémoire.

M. Normand. — Quant au réchauffage des cylindres sans passer par les enveloppes, je crois qu'il est très dangereux.

M. Lelong. — Évidemment ce serait très dangereux; il faut réchauffer par les enveloppes le plus possible.

M. Normand. — Ce qui est très dangereux, c'est le réchauffage par l'intérieur des cylindres, du moment que vous avez une chemise, car vous cassez immédiatement le joint du cylindre intérieur. On peut dire, je crois, d'une façon absolue, qu'il n'y a pas une machine au monde, qui, après ses essais, ait une chemise étanche.

M. Lelong. — Sur des bateaux récents, j'ai vérifié, autant qu'on peut le faire, l'étanchéité, et je n'ai pas trouvé de fuites. Mais je suis très sceptique sur cette question; je crois qu'il y a beaucoup de bateaux, qui sont dans le cas que vous signalez, mais je pense qu'il y a des exceptions, notamment dans les bateaux à machines verticales récents.

M. le Président. — C'est un point qu'on s'est efforcé de perfectionner.

M. Normand. — Si l'on réchauffe toujours par l'intérieur de la chemise, de façon à échauffer simultanément le cylindre à l'intérieur et à l'extérieur, il n'y a pas de raison pour casser le joint.

M. Lelong. — Il est incontestable que, avec les dispositions actuelles, c'est toujours par les enveloppes qu'on donne l'effet maximum de réchauffage; c'est peut-être la raison pour laquelle nous avons constaté que nous n'avions pas de fuites.

M. Normand. — Les deux cylindres sont réchauffés en même temps.

M. le Président. — M. Lelong engage, il me semble, à ce que, en même temps qu'on réchauffe par l'enveloppe, on réchauffe aussi par d'autres points.

M. Hart. — Sur les paquebots de la Compagnie du Nord, nous avons d'énormes cylindres, et je suis obligé de prendre des précautions spéciales pour le réchauffage; aux essais préliminaires, on avait cassé un cylindre précisément entre la boîte de distribution et le cylindre; plus tard nous avons eu deux autres cylindres cassés; j'ai donc donné des prescriptions spéciales pour le réchauffage. On met un certain temps à réchauffer; on commence par réchauffer les enveloppes, et l'on ne fait le réchauffage par l'intérieur du cylindre, que quand les enveloppes sont suffisamment réchauffées, de façon à réchauffer simultanément les deux, car par les enveloppes seules il faudrait environ 7 heures de réchauffage; c'est bien long, mais il faut dire que nous n'avons qu'un débit d'environ 30^{mm}.

M. Normand. — Il n'y a pas de circulation dans l'enveloppe ?

M. Hart. — Si, mais une mauvaise circulation.

M. Normand. — Vous pouvez rester un mois entier à réchauffer, si vous ouvrez un robinet d'émission de vapeur dans un réservoir fermé.

M. Hart. — Il n'est pas fermé complètement, mais il se produit une espèce de barbotage, et je finis par avoir pas mal d'eau dans la boîte.

M. Normand. — S'il reste de l'eau, il n'y a pas de circulation.

M. Hart. — Si, elle se produit : on voit au bout d'un certain temps sortir de la vapeur.

M. Bertin. — Il y a beaucoup de mécaniciens qui ne craignent pas de mettre 7 heures pour réchauffer; il y en a qui mettent 10 ou 12 heures; 7 heures, ce n'est pas un temps énorme.

M. Hart. — D'un jour à l'autre, nous mettons trois quarts d'heure, mais quand nous prenons la machine complètement froide, il faut beaucoup plus de temps.

En ce qui concerne les compressions au moment du stop, je suis de l'avis de M. Normand ; avec les machines Compound, nous sommes arrivés à des compressions énormes. Quant au changement de marche rapide, nous sommes obligés quelquefois de le faire, et malheureusement les machines en souffrent beaucoup. Souvent, par des temps de brouillard, de grosse pluie ou de neige, nous sommes en présence de bateaux qui coupent notre route, et nous sommes obligés de faire machine en arrière, alors que nous marchons à 17 ou 18 nœuds. Il m'est arrivé une fois de passer de la marche avant toute à la marche arrière toute, pour empêcher un accident.

M. Bertin. — Nous nous rappelons l'époque déjà ancienne où dans les ma-

chines marines on renversait instantanément; c'était avec les machines de Dupuy de Lôme et de Mazeline; il est vrai qu'en manœuvrant on cassait assez souvent des pièces de la mise en train, mais il n'y a jamais eu d'accidents de personnes.

Dans les locomotives vous n'avez pas le renversement instantané.

M. le Président. — M. Lelong nous a montré, au point de vue de la régulation, certains points dont il faut plus ou moins tenir compte dans chaque cas particulier, et nous le remercions d'autant plus de sa communication qu'elle a amené un échange d'observations intéressantes.

Après la session, M. Laubeuf a fait parvenir la note suivante :

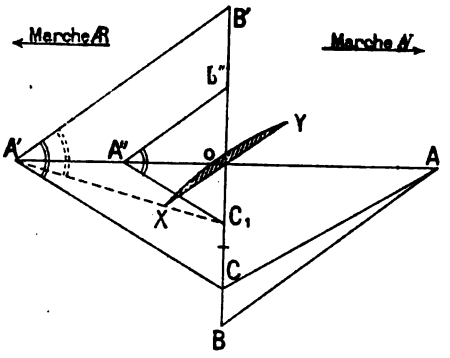
Observations sur le mémoire de M. Lelong;

Par M. Laubeuf,
Ingénieur en chef du Génie maritime.

Au point de vue de la coque, nous ferons observer qu'un certain nombre de navires modernes très longs vibrent déjà considérablement dans la marche avant, à tel point que nous avons trouvé sur plusieurs d'entre eux de l'eau dans le compartiment arrière, après une marche de quelque durée. L'ébranlement considérable de l'arrière donné par la marche arrière accroîtra cette fatigue des assemblages, parfois dans une mesure qui peut être grave.

Les vibrations sont dues, à notre avis, surtout à l'hélice. Il est intéressant de voir comment elle se comporte dans la marche arrière.

Nous reprendrons pour cela la considération de l'angle d'attaque de M. Drzewiecki, qui, même si elle n'est pas pratiquement vraie, donne un moyen commode de montrer le sens du phénomène.



Soit la section XY d'une aile d'hélice :

OA = 2πRN, vitesse transversale en marche avant;
OB = NH, vitesse théorique de translation;

OC = Na, vitesse réelle de translation;

$\widehat{BAC}$ = angle d'attaque;
N, nombre de tours par seconde;
R, rayon de la section considérée;
H, pas moyen;
a, avance par tour.

Premier cas. — Supposons que nous renversions instantanément la marche en donnant le même nombre de tours en arrière.

On a

$OA' = 2\pi RN$,	vitesse transversale en marche arrière,
$OB' = NH$,	vitesse théorique en arrière,
$OC = Na$,	vitesse réelle en avant.

L'angle d'attaque au début de la marche est B'A'C, et l'on voit, de cette façon, qu'au début de la marche arrière, l'angle sous lequel l'aile d'hélice rencontre les filets liquides est voisin de la normale, et les réactions sont très fortes pour l'hélice et pour la coque.

A mesure que l'erre du bâtiment diminue, le vecteur A'C tourne autour de A', en se rapprochant de A'B'. Quand la vitesse est nulle, A'C est venu sur A'O, et l'angle d'attaque est $\widehat{OA'B'}$. Quand le bâtiment prend de l'erre en arrière, A'C dépasse A'O, et l'angle d'attaque, ainsi que les réactions, diminue de plus en plus.

Deuxième cas. — L'angle d'attaque passe exactement par les mêmes valeurs, si l'on attend pour battre en arrière, que l'erre du bâtiment ait diminué de moitié, et que l'on batte en arrière à un nombre de tours N' égal à la moitié du nombre de tours N en avant (angle d'attaque initial $C_1A''B''$).

Troisième cas. — La conclusion que nous voulons tirer de cette remarque, c'est que, pour diminuer les réactions sur l'hélice et sur la coque, il convient d'avoir un angle d'attaque faible. Il faut pour cela laisser autant que possible l'erre s'amortir, et battre en arrière très rondement, car l'angle diminue lorsque N augmente.

Par exemple, avec l'erre réduite de moitié, et N le même en arrière qu'en avant, on aura comme angle d'attaque initial $C_1A'B'$, et il diminue très vite, la diminution de l'erre du bâtiment en avant, et la prise d'une erre en arrière étant obtenues plus vite dans ce cas que dans les précédents.

Par suite, les réactions sur l'hélice et la coque seront initialement moins fortes, et diminueront plus vite par ce procédé.

La séance est levée à midi.

Séance de l'après-midi.

PRÉSIDENCE DE M. NORMAND, PUIS DE M. DAYMARD.

La séance est ouverte à $2^h 25^m$.

M. BERTIN donne lecture de son mémoire.

Note sur la protection des navires contre les torpilles automobiles;
Par M. BERTIN,
Directeur du Génie maritime, Membre de l'Institut.

M. Bertin résume les diverses études et projets produits par lui, en vue de donner aux navires de combat la possibilité de résister à l'attaque des torpilles automobiles, par un dispositif, qui consiste à recourber le pont cuirassé, et à l'envoyer rejoindre le double-fond intérieur. Ce dispositif a été adopté sur le *Henri-IV*.

M. le PRÉSIDENT. — Nous remercions M. Bertin de cette contribution aux travaux de l'Association, laquelle en apprécie toute la valeur.

LE SECRÉTAIRE GÉNÉRAL donne lecture du mémoire de M. Van Meerten.

Études hydrodynamiques. Application de la théorie de la source et du puits. Extension à trois dimensions;

Par M. VAN MEERTEN,
Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite.

L'auteur développe les travaux qu'il a déjà fournis en vue de déterminer la résistance à la marche d'un corps flottant. Il propose de vérifier expérimentalement les recherches théoriques, en mesurant la résistance d'un modèle immobile placé dans un courant d'eau continu.

M. le PRÉSIDENT. — On a déjà essayé, en Écosse, des bassins où l'eau était en mouvement et le modèle immobile; je ne sais pas quels résultats cela a donnés. J'ai fait un essai à petite échelle, mais jusqu'ici je n'ai rien obtenu; il se produit des dénivellations extraordinaires.

M. HUIN. — L'influence des parois des couloirs, dans lesquels on met le bateau, est considérable.

M. le Président. — Si le bateau pouvait être maintenu immobile, il y aurait des observations intéressantes à faire. Ce ne serait pas du tout le cas d'un fleuve, où un bateau étant au repos, une composante due à la pente de la surface liquide vient s'ajouter à la résistance, tandis que là c'est de l'eau que vous mettez en mouvement, et il n'y a pas de raison pour que le plan ne soit pas parfaitement horizontal.

M. Hauser. — M. Van Meerten avait précédemment demandé si l'on voulait établir aux frais de l'Association un grand bassin, et avait offert de prendre à sa charge une partie de la dépense. La question a été examinée, et M. Bertin nous a donné l'assurance que le bassin d'essais construit par la Marine serait ouvert, et qu'un large accès y serait donné aux constructeurs autres que la Marine Nationale.

M. Bertin. — Cela a légèrement traîné, mais cela a fini par se faire. Le bassin se construit au Point-du-Jour.

M. Hauser. — Quand sera-t-il en fonctionnement?

M. Bertin. — Peut-être dans deux mois; pour ceux qu'intéressent les ouvrages en béton armé, c'est un travail très remarquable à voir.

M. Normand. — L'appareil que j'avais fait avait $1^{m},50$ de long; deux hélices croisées produisaient le courant; il se formait des lames, des ondulations très violentes.

M. Huin. — Oui, des remous considérables; c'est le frottement du liquide contre les parois du couloir qui les détermine.

M. Normand. — Il faudrait que la plus grande partie du bassin fût soustraite à l'action de l'atmosphère; il faudrait que ce fût une conduite fermée; dans ces conditions, on peut appliquer les règles ordinaires pour les variations d'une conduite d'eau. On ne peut pas dire *a priori* quelles seraient les sections graduellement variables qu'il faudrait adopter. Un des principaux avantages du système consiste dans la possibilité d'avoir une cage, dans laquelle on pourrait faire varier la pression atmosphérique, puisqu'il est utile de savoir si la pression atmosphérique doit varier comme la dimension linéaire du modèle; au point de vue de la cavitation, oui; au point de vue mouvement de l'eau à l'arrière de la carène, peut-être; dans tous les cas, il serait intéressant de voir ce qu'il en est. Il serait possible que les résultats qu'on obtiendrait, avec une pression atmosphérique variable dans la proportion des dimensions linéaires, fussent tout à fait différents de ceux qu'on obtient dans les bassins ordinaires.

Il est certain qu'avec les bassins d'essais, tels qu'ils sont appliqués, on ne peut pas faire vivre des gens sous une pression atmosphérique, qui serait le seizième de ce qu'elle est aujourd'hui. Ici, vous pourriez faire des expériences avec une pression du seizième.

M. Maugas. — J'ai examiné une question de cet ordre pour un autre genre de recherches; on aperçoit facilement que, pour que l'effet des parois ne se fasse pas sentir au point de vue de la vitesse, il faut que la section du courant d'eau soit suffisamment grande par rapport à celle du modèle; on arrive à des puissances de pompe centrifuge véritablement excessives. L'installation, qui paraît bien simple ici, entraînerait des dépenses très élevées.

M. Normand. — M. Van Meerten parle d'une pompe centrifuge; son emploi exigerait une puissance énorme; mais, dans un système comme celui dont je parle, vous n'avez absolument à dépenser que la puissance nécessaire pour couvrir la perte due au frottement, pas autre chose.

M. Maugas. — Je crois qu'avant de se lancer dans une installation telle que celle-là, il faudrait avoir soin d'examiner le point que je signale; même avec le correctif que vous venez d'apporter, on arrive à des puissances considérables.

M. Normand. — Avec la pompe centrifuge, c'est impossible.

M. Maugas. — On arriverait vraisemblablement à une installation énorme; ou bien il faudrait faire des modèles très petits, à une échelle très faible, et alors on ne pourrait pas en tirer grand'chose.

M. Bassetti. — Pour régulariser le courant d'eau, on pourrait peut-être mettre des écrans en toile métallique.

M. Normand. — Il le faut dans tous les cas; il faut que l'eau qui arrive sur le modèle ait une direction absolument rectiligne; il faut qu'elle ait la même vitesse dans toutes les parties de la section du canal. Il en est de même, je prends un exemple très simple, pour une passoire : si vous avez très peu d'eau au-dessus du fond de la passoire, l'eau s'écoulera par les divers trous avec des vitesses différentes; si vous la remplissez à une certaine hauteur, tous les filets liquides auront une vitesse uniforme. De même ici, si vous avez une résistance et des lames directrices, vous pouvez être assuré que l'eau arrivera sur le modèle avec une vitesse uniforme dans toute la section du canal; il y aurait donc à compter, comme puissance à dépenser, la résistance de frottement des parois, la résistance due à la viscosité du liquide dans les coudes et la résistance indispensable des lames directrices en avant du modèle.

M. Maugas. — M. Lefong a fait récemment à l'École du Génie maritime des expériences sur des modèles, des portions d'hélices, et il est arrivé à trouver qu'on a des remous et même des vagues énormes. Il a été obligé de mettre des écrans, de canaliser le courant à l'entrée de la partie rectiligue.

M. Normand. — Le canal doit être complètement fermé, excepté dans la partie occupée par le modèle.

Il ne nous reste qu'à envoyer à M. Van Meerten nos remercîments pour sa communication.

M. Ferrand donne lecture de son mémoire.

Quelques mots sur la guerre Russo-Japonaise au point de vue de la Marine;

Par M. Ch. Ferrand,
Ingénieur en chef du Génie maritime.

D'un très bref exposé, établi avec beaucoup de réserves, vu l'absence de renseignements officiels Japonais, l'auteur tire les conclusions suivantes :

Utilité de s'assurer à l'avance de la maîtrise de la mer, et des points d'appui pour la flotte;

Grande importance des cuirassés et de la grosse artillerie;

Rôle considérable de la torpille de blocus;

Faibles résultats fournis par les torpilleurs et les torpilles automobiles.

M. le Président. — Quelqu'un demande-t-il la parole sur le mémoire de M. Ferrand?

M. Maugas. — Il y a un point particulier dont on semble être certain : c'est que l'Amiral Togo paraît avoir eu pour but de ne pas compromettre l'existence de ses navires; il semble avoir fait le raisonnement qu'il avait une escadre limitée, pour laquelle il n'avait pas de rechange, et avoir conduit la guerre de manière à faire le plus de mal possible aux Russes sans compromettre ses bâtiments, alors que les Russes sont obligés d'envoyer leur flotte en Extrême-Orient, chose difficile, mais non impossible, puisqu'elle y est allée. L'expérience paraît avoir donné raison à l'Amiral Togo.

Dans les combats qui ont eu lieu jusqu'ici, on s'est battu, comme le fait remarquer M. Ferrand, à une assez grande distance, parce que l'Amiral Togo, qui avait l'avantage de la vitesse, a cherché à se battre à grande distance; cette circonstance peut conduire à faire des raisonnements erronés sur la possibilité ou l'impossibilité de supprimer les cuirasses. Il n'est pas du tout démontré, que, lorsqu'on se battra à 1000^m ou 1500^m, on pourra supprimer les cuirasses.

Au point de vue des torpilleurs, l'état d'esprit de l'Amiral Togo peut expliquer également ce qui s'est produit. Il semble résulter des renseignements recueillis, que jusqu'ici les torpilleurs n'ont jamais approché à plus de 1200^{m} des bâtiments ennemis; or, il est facile de démontrer qu'un torpilleur, qui tire à 1200^{m}, a aussi peu de chance d'atteindre le navire ennemi, qu'un duelliste qui tirerait l'épée après avoir fait trois tours sur lui-même les yeux bandés.

Un autre point à remarquer, pour expliquer l'inefficacité des torpilles Japonaises, même dans les cas où elles ont frappé en plein, c'est qu'elles ont une charge relativement faible : 52^{kg} de fulmi-coton, c'est déjà quelque chose, mais ce n'est pas la charge des torpilles de 450, qui ont 85^{kg} de charge.

Je crois que ce n'est pas l'inefficacité des torpilles, mais plutôt celle des torpilleurs qui serait démontrée, comme le disait M. Ferrand, et démontrée seulement dans un cas particulier. Je crains que de la guerre Russo-Japonaise on ne tire des conclusions inexactes, parce que, si les conditions eussent été différentes, il n'est pas douteux que les Japonais eussent eu un avantage considérable sur les Russes.

M. Drzevircki. — Voici ce que je puis dire au sujet de l'attaque par les torpilleurs Japonais : ils ont fait en une nuit onze attaques consécutives contre la flotte de l'amiral Witheft, et pas une de ces onze attaques n'a réussi. Les Japonais donnent eux-mêmes l'explication suivante de cet insuccès : lorsqu'ils attaquent la nuit, ils sont aveuglés par la lumière des projecteurs, et ils ne voient rien; ils ont une illusion d'optique tellement puissante, qu'ils sont persuadés qu'ils sont à une distance de tir de 400^{m} à 500^{m}, et il paraît que toutes les torpilles ont été lancées à des distances beaucoup trop considérables, par suite de cette illusion produite par les projecteurs électriques.

M. Ferrand. — Ce fait est très connu de tous les gens qui ont fait des attaques de torpilleurs, mais ce qui m'étonne, c'est que les Japonais se soient laissé prendre indéfiniment à cette illusion d'optique. La torpille Withehead est un instrument très délicat; si la torpille arrive à une bonne profondeur sur la coque, ne ricoche pas trop vite, si l'explosion se produit immédiatement, l'effet est terrible. Quand on fait des expériences en fixant un cône de torpille Withehead contre un caisson, et en faisant exploser ce cône, le résultat est formidable; mais quand la torpille arrive et rebondit, qu'il y a un retard de quelques dixièmes de seconde, cela suffit pour que l'effet de l'explosion devienne très faible. Nous ne savons pas du tout combien il y a eu de torpilleurs détruits; il y en a peut-être qui ont été au fond après avoir touché une mine flottante.

M. Maugas. — M. Ferrand disait qu'un des cuirassés Japonais avait été coulé par les torpilles, mais il y en a également un second qui a disparu; les Japonais avaient au commencement six cuirassés, et actuellement il n'y en a plus que quatre.

M. Ferrand. — C'est une raison de plus pour suspendre tout jugement, car sans cela on verra un jour dans les journaux une campagne pour faire reconstruire un nouveau *Châteaurenault!*

M. Normand. — Le résultat des torpilles Whitehead est hors de proportion avec celui des torpilles mouillées, soit vigilantes, soit dormantes. La perte du *Petropavlosk* s'est produite avec une vivacité, une soudaineté, qui jure singulièrement avec l'avarie du *Césarevitch*. Peut-être, il est vrai, s'en est-il fallu de bien peu que celui-ci ne subît le même sort. En dehors de la grande ouverture locale produite dans la carène, l'effet de l'explosion s'est réduit à une voie d'eau importante. Mais si la torpille qui l'a touché avait porté une charge explosive plus forte de quelques dizaines de kilogrammes, peut-être le *Césarevitch* eût-il coulé. Dans ce cas il l'eût fait, sans doute beaucoup moins rapidement que le *Petropavlosk* sous l'action d'une torpille mouillée.

Il s'est produit pour le *Petropavlosk* quelque chose d'analogue à ce qui s'est produit pour le *Maine,* et ce qu'il serait impossible de réaliser, semble-t-il, avec des torpilles automobiles. Le *Maine* a certainement été détruit par une torpille placée sous le fond, puisque, après l'explosion, la quille s'est élevée au-dessus du pont des gaillards; on ne conçoit pas qu'une torpille automobile puisse produire un effet comparable. Cela vient-il de ce qu'on lance les torpilles à une immersion un peu faible, tandis que les torpilles fixes sont, au contraire, à 6^m ou 7^m? 3^m ou 4^m de plus font une énorme différence dans l'effet d'une torpille.

M. Daymard. — Il est plus que probable qu'il faille faire intervenir un autre facteur : l'explosion des munitions. Il semble que l'explosion de la torpille vigilante ou dormante a produit un premier effet, qui aurait pu être limité, mais il s'est trouvé qu'elle a déterminé la détonation des poudres et des matières explosibles contenues dans l'intérieur du navire.

Pour le *Petropavlosk* il y a une relation qui tend à le prouver : on a vu des flammes de plusieurs couleurs; par conséquent la torpille n'a pas été la cause générale et absolue de la catastrophe, mais la cause déterminante; elle a très probablement produit, par contrecoup, l'explosion des poudres et des munitions à l'intérieur, du moins l'analyse de certaines relations tend à le prouver. Je vois M. Drzeviecki, qui me fait un signe d'assentiment.

M. Drzeviecki. — L'exactitude de cette explication est absolument prouvée;

il y a eu trois explosions successives : la première explosion a été celle de la torpille, la deuxième celle des soutes, la troisième une explosion de chaudières.

M. Roy, C. Smith. — Est-ce que le navire n'aurait pas plutôt heurté un chapelet de torpilles dormantes ?

M. Daymard. — Dans ce cas, on s'expliquerait encore mieux l'explosion intérieure.

M. Drzeviecki. — Pour un autre navire, le *Hatsusé,* il y a eu deux explosions également.

M. Daymard. — Dans tous les cas, on peut conclure qu'il y aura à prendre toutes les précautions possibles, pour éviter que l'effet de la torpille ne détermine une explosion générale des munitions.

M. Bertin. — Il y a un rapport d'après lequel le *Petropavlosk* passait rigoureusement dans les mêmes eaux, où étaient passés d'autres bâtiments avant lui, auquel cas l'explosion aurait pu se produire pendant le réemmagasinement des munitions.

M. Ferrand. — Il y a eu des explosions dans toutes les marines, des explosions de cartouches, de munitions ; par une chance incroyable, cela n'a jamais causé de dégâts importants, mais cela peut arriver ; dans l'affolement du combat, il est possible qu'on n'ait pas fait tout de suite le nécessaire.

M. le Président. — Puisqu'il s'agit de voir quelles sont les conclusions à tirer de ce qu'on sait de la guerre Russo-Japonaise, il semble bien qu'on ne se trompe pas en disant que, si l'on peut augmenter la puissance destructive des torpilles automobiles, on ira dans la bonne direction. C'est ainsi que les Américains l'ont compris, puisque leurs nouvelles torpilles ont 55^{cm} de diamètre, au lieu de 38^{cm} que nous avions, et de 45^{cm} que nous avons maintenant.

M. Drzeviecki. — Les Japonais ont des torpilles de 45^{cm} de diamètre.

M. Normand remercie M. Ferrand, et cède la présidence à M. Daymard.

M. Hauser donne lecture du mémoire de M. Dibos.

Nouvelle contribution à l'étude de la dispersion artificielle du brouillard (emploi de l'électricité);

Par M. M. Dibos.

Ingénieur maritime, Lauréat de l'Académie des Sciences (Institut de France).

Comme suite à de précédentes études, M. Dibos expose les résultats obtenus par Sir Oliver Lodge et par lui-même, en employant des décharges électriques à haute tension, à l'extrémité d'un fil aérien terminé en rateau. M. Dibos a ainsi obtenu des éclaircies ayant 50^m à 60^m de diamètre.

M. le Président. — Quelqu'un a-t-il des observations à fournir sur ce sujet très intéressant et très difficile, combattre la brume, ce grand ennemi de la navigation?... Nous devons savoir gré à M. Dibos de nous avoir donné ce mémoire, qui nous met au courant de ses propres travaux, et aussi de ceux faits à l'étranger sur la question. On peut être sceptique sur les résultats à obtenir; cependant, n'arrivât-on à dissiper le brouillard qu'à quelques centaines de mètres, que cela en vaudrait la peine; pour des navires qui marchent vite, ce serait, il est vrai, peu de chose, mais l'avenir, en apportant des améliorations, pourrait se charger de résoudre le problème, comme cela est arrivé déjà dans des questions qui semblaient insolubles. Nous remercions M. Dibos de son mémoire.

M. le Comte de Lambert donne lecture de son mémoire.

Note sur un bateau glisseur;

Par M. le Comte de Lambert.

M. le Comte de Lambert relate les divers essais qu'il a faits avec des bateaux glisseurs, c'est-à-dire avec des bateaux munis de plans inclinés transversaux, que la réaction de l'eau soulève, de manière que les flotteurs, immergés partiellement à l'arrêt, émergent totalement, quand le bateau est en vitesse. Le modèle d'essai qu'il présente à l'Association a 6^m de long sur 3^m de large, pèse en ordre de marche, avec un homme à bord, 800^{kg}. Il est muni d'un moteur de Dion-Bouton de 12^{chx}, actionnant une hélice, et de 5 plans inclinés. Il atteint une vitesse de $34^{km},500$ à l'heure.

M. le Président. — Voudriez-vous nous dire quelques mots au point de vue du redressement du bateau par sa vitesse? Il peut donner lieu à des recherches théoriques assez intéressantes.

M. le Comte de Lambert. — Dans le modèle actuel, j'ai deux caissons, et

sous ces caissons j'ai les plans inclinés, au milieu est le moteur; comme ce bateau n'a été construit que pour une personne, le siège est placé au milieu, et les flotteurs sont assez près du siège, le niveau de l'eau vient à peu près au milieu des flotteurs; si à côté du siège j'en place un second, il y a alors un flotteur plus chargé que l'autre; j'ai pris à bord avec moi un de mes amis pesant 130^{kg}, naturellement le bateau penchait de son côté, et la flottaison se trouvait changée, mais, une fois le moteur mis en marche, les flotteurs sortent de l'eau, et le bateau se redresse complètement.

M. le Président. — Il est assez remarquable de voir ce bateau se redresser très rapidement, au fur et à mesure qu'il prend de la vitesse.

M. Bertin. — Les plans inclinés sont au-dessous des flotteurs?

M. le Comte de Lambert. — Oui, et en marchant la couche d'air prise entre l'avant du plan et l'eau est emprisonnée; on glisse presque sur de l'air plutôt que sur de l'eau. Dans de précédents essais, le bateau ne gouvernait pas bien, je n'avais qu'un gouvernail à l'arrière, j'en ai un maintenant à l'avant.

M. Bertin. — Comment fonctionne le bateau dans la marche en arrière?

M. le Comte de Lambert. — Il faut aller tout doucement, sans cela l'inclinaison des plans ferait plonger le bateau, il deviendrait un sous-marin!

M. le Président. — Il tend en effet à descendre; mais on pourrait avoir un changement de marche, consistant à renverser le sens de l'inclinaison des plans.

M. Hart. — Je voudrais signaler à l'Association qu'il y a d'autres essais en cours, non pas sur un appareil muni de plans, mais sur un bateau, le bateau Brosseau; malheureusement j'ai peu de détails : ce bateau a une douzaine de mètres de long, 3^m de large, $1^m,60$ de tirant d'eau, il est mû par un moteur à pétrole. On aurait déjà obtenu des résultats de soulèvement.

M. le Président. — Je crois que notre collègue, M. le Comte de Lambert, a lui-même l'intention, au lieu d'employer de simples plans inclinés, de constituer un bateau par une série de caissons flotteurs, portant eux-mêmes les plans inclinés.

M. le Comte de Lambert. — C'est exact, et l'ensemble de ces caissons formerait un tout indéformable comme un radeau; cela permettrait d'avoir une flottaison meilleure, de mettre un pont sur l'ensemble, et d'utiliser sa surface. Le bateau aurait 3^m de large et 6^m de long utilisables; il aurait l'avan-

tage d'aller aussi vite que les racers, tout en offrant une stabilité très grande, et le confortable d'une plate-forme se prêtant à diverses installations.

M. Drzeviecki. — Il y a eu des essais tentés dans cette voie, sur le lac de Genève, par M. Raoul Pictet; il avait fait un bateau, qui devait déjauger plus ou moins, mais tout en conservant une certaine flottabilité, tandis que dans le bateau de M. le Comte de Lambert il n'y a plus qu'un glissement sur l'eau; je crois que la différence est en faveur du bateau glisseur; en tout cas il est très intéressant.

M. le Président. — J'ai pu me procurer un plan sommaire du bateau Pictet; j'ai même essayé d'entrer en relations avec M. Raoul Pictet au point de vue de la théorie de son projet. Il m'a répondu simplement en m'envoyant une circulaire ne traitant que le côté financier. D'après les renseignements que j'ai pu obtenir, le bateau construit à Genève, il y a déjà pas mal d'années, n'a jamais fonctionné d'une façon satisfaisante.

J'ai lu dernièrement dans un journal Anglais, qui parlait du bateau de notre collègue, M. de Lambert, qu'on avait trouvé des précédents (c'est presque toujours possible); le Révérend Ramus, il y a une quarantaine d'années, aurait émis un principe analogue, et cherché à soulever les bateaux par la forme inclinée de leurs fonds. Je ne sais s'il a été fait une application, mais le journal ajoutait : « Le Révérend Ramus a bien eu l'idée, mais il a eu le tort d'arriver 40 ans trop tôt ».

En somme, je crois que personne n'a réalisé avant lui ce qu'a réalisé le Comte de Lambert. Notre collègue nous offre d'ailleurs le commentaire le plus intéressant possible de ce qu'il nous a dit, en offrant de montrer le fonctionnement de son bateau demain à 3^h; ceux d'entre nous qui ne l'ont pas encore vu, et qui pourront se rendre à cette invitation, ne manqueront pas, j'en suis sûr, d'en profiter.

Nous remercions M. le Comte de Lambert, et nous passons au mémoire suivant.

M. Hart donne lecture de son mémoire.

Note sur les essais des croiseurs Anglais de troisième classe à turbines et à machines alternatives;

Par M. Hart,
Ingénieur attaché au service maritime du Chemin de fer du Nord.

M. Hart a groupé les résultats d'essais des croiseurs *Amethyst, Topaze, Sapphire* et *Diamond,* dont le premier est mû par des turbines Parsons. Il fait ainsi ressortir qu'à

10 nœuds la consommation de charbon des turbines est de 25 pour 100 plus élevée que celle des machines alternatives, qu'elle lui est égale vers 15 nœuds, et qu'à 22 nœuds elle lui est inférieure de près de 35 pour 100. Il fait en outre remarquer que le nombre de tours des turbines est très peu élevé : 449 tours à 23^{n},63, 167 tours avec la turbine de croisière faisant 300^{chx}, ce qui permet d'espérer une association plus facile de la turbine et de l'hélice.

M. Daymard. — Nous avons déjà commenté les résultats de l'*Amethyst* dans une de nos réunions du soir. On avait reconnu que, d'après les tableaux publiés par l'*Engineering,* les consommations obtenues n'étaient pas brillantes par rapport aux bonnes machines alternatives. Je souhaite vivement le succès des turbines comme moteurs marins, et je l'espère; mais, étant un peu de l'école de saint Thomas, je voudrais voir des résultats palpables sur des bateaux transatlantiques. Les traversées du *Victorian* et du *Virginian* ne peuvent pas jusqu'à présent être considérées comme des succès complets. J'ai fait la comparaison de ces deux paquebots avec des navires à machines alternatives, à très peu près de même taille, et munis de chaudières presque identiques, par exemple avec *La Touraine;* la comparaison est intéressante. Les résultats comme vitesse et consommation sont jusqu'ici moins bons sur le *Victorian* et le *Virginian,* mais il faut tenir compte de ce qu'ils en sont à leurs premiers voyages, et qu'ils ont beaucoup à gagner par leur mise au point. Je leur souhaite finalement un succès complet.

M. Hart. — Je dois signaler, pour finir, la mise en service d'un nouveau paquebot à turbines, le *Onward,* sur le Pas de Calais; c'est le paquebot qui a porté le roi Édouard VII, il est venu de Douvres à Calais en 58 minutes.

M. Daymard. — C'est un record.

M. Hart. — Il y a eu un record parce qu'il portait le roi! Il a mis 58 minutes de quai à quai, et il avait la marée pour lui. Il est sensiblement différent du *Queen;* il est 2 pieds plus bas, on a allégé tous les hauts, car, avec le vent qui règne dans le Pas de Calais, on est toujours à la bande. Le bateau en s'avançant n'était pas élégant. Les bateaux de la Compagnie du Nord prennent de la bande aussi, mais moins.

M. le Président. — Nous remercions M. Hart de son très intéressant mémoire.

M. Lelong donne lecture du mémoire de M. Brosser.

Des difficultés spéciales à l'accouplement direct des hélices avec les turbines à vapeur sur les navires;

Par M. Brosser,
Ingénieur en chef du Génie maritime.

M. Brosser signale les difficultés suivantes :

Difficulté de réaliser une surface propulsive suffisante, compatible avec la très grande vitesse de rotation du moteur.

Réduction du rendement de la turbine, dès qu'on s'écarte de l'allure normale, pour laquelle la turbine est supposée établie.

Différence de régime de turbines en cascade sur des arbres séparés, ce qui oblige à faire fonctionner le gouvernail.

Influence de l'inclinaison des arbres.

M. Brosser conclut que l'emploi des turbines n'est actuellement, en ce qui concerne les navires de guerre, admissible que sur les petits navires, conjointement avec un moteur à piston pour les allures économiques et la marche en arrière. Il admet que pour les navires de commerce, qui marchent toujours à leur allure maxima, les économies de frais de premier établissement, d'entretien et de conduite, peuvent contrebalancer l'infériorité du rendement mécanique.

M. le Président. — La *Turbinia,* dont il est question au début du mémoire de M. Brosser, pouvait faire, d'après ce qui a été lu, 9000 chevaux; ce doit être une erreur.

M. Hart. — En effet, ce doit être 2500 chevaux au maximum.

M. le Président. — Il est certain que la mise en harmonie du moteur à turbines et de l'hélice présente de grandes difficultés, qu'ont rencontrées tous les ingénieurs, qui ont fait des tentatives en ce sens. Nous espérons qu'ils les surmonteront, aidés en cela par l'intéressante analyse qu'en a faite M. Brosser.

M. Hauser donne lecture du mémoire de M. le Comte de Maupeou.

Étude sur le martelage et le rivetage;

Par M. le Comte de Maupeou d'Ableiges,
Directeur du Génie maritime.

Cette étude est la suite de celles que M. de Maupeou a déjà envoyées à l'Association, au sujet de l'action des forces extérieures sur les solides, et sur la théorie du choc. Après des considérations générales sur le martelage et le rivetage, il cherche à appliquer la théorie du choc à cette dernière opération, qui est la plus simple.

L'auteur commence par donner les courbes de déformation du cuivre et de l'acier, sous l'action de forces croissantes, à diverses températures. Il constate qu'elles se composent de portions sensiblement droites, qui se raccordent brusquement, et qui correspondent à des phases différentes du phénomène :

Phase élastique, ou de petites déformations temporaires ;

Phase de grand écrouissage, ou de moyennes déformations permanentes ;

Phase de petit écrouissage, ou de grandes déformations permanentes.

C'est là un point important, et qui simplifie beaucoup l'établissement des formules.

L'auteur calcule ensuite les résultats du choc élastique d'un marteau sur une longue barre de même nature, puis ceux du choc d'un marteau élastique sur une longue barre en métal beaucoup moins résistant, qui se déforme, et à l'extrémité de laquelle il se forme un renflement. Les courbes de déformation fournissent les données physiques qui entrent dans les formules, et une application numérique donne une idée de l'importance de chacun des termes dont elles se composent.

En terminant, l'auteur montre que le cas simple qui précède ne correspond pas encore à celui du rivet, choqué d'un côté par le marteau, et appuyé de l'autre par le tas. Ce dernier cas, plus compliqué que le précédent, paraît encore accessible à la théorie, et M. de Maupeou se propose de l'étudier.

M. le Président. — Nous exprimons à M. de Maupeou tous nos remercîments, pour l'intéressant travail qu'il a bien voulu préparer pour l'Association, et nous regrettons qu'un empêchement inopiné se soit opposé à ce qu'il vienne l'exposer lui-même.

M. Hauser donne lecture du mémoire de M. Scribanti.

Contribution à l'étude des efforts tranchants et des moments fléchissants dans les coques de navires ;

Par M. Scribanti,
Ingénieur du Génie naval Italien,
Professeur à l'École Royale Navale Supérieure de Gênes.

Examinant sur les coques des navires les variations dans la répartition des efforts tranchants et des moments fléchissants, que doit produire l'addition d'un poids à bord, l'auteur démontre que ces variations dépendent, pour chaque couple, des éléments géométriques de la ligne de flottaison. Il établit des formules pratiques, dans lesquelles ces variations sont exprimées en fonction de la surface, de l'abscisse du centre de gravité et du moment d'inertie de la flottaison ou de l'une de ses parties.

La question, ainsi ramenée à l'étude de la flottaison, est traitée de la même manière que l'ont été, dans un autre mémoire de M. Scribanti, les variations de tirant d'eau aux divers couples du navire, causées par une addition de poids. Par analogie avec les points d'indifférence pour le tirant d'eau, l'auteur détermine des points d'indifférence pour le cisaillement et la flexion, qu'il s'agisse d'une addition ou d'un déplacement de poids. Il démontre que la position de ces points est régie par une relation d'antipolarité avec certains points caractéristiques de la flottaison.

L'auteur fait l'application de ces résultats aux couples, qui, dans l'équilibre normal de la coque, sont les plus fatigués, soit par cisaillement, soit par flexion. Le problème du passage au bassin lui fournit l'occasion d'une application numérique, et il appelle l'attention sur l'intérêt qu'il y aurait à profiter d'une phase de cette opération, pour faire une expérience d'élasticité sur la coque des navires.

M. le Président. — Je vous signale tout l'intérêt de ce mémoire, qui fait suite à un précédent de M. Scribanti, et je lui envoie les remercîments de l'Assemblée, ainsi que tous ses regrets de son absence.

La séance est levée à 5h.

SÉANCE DU 10 MAI 1905.

Séance du matin.

Présidence de M. Daymard.

La séance est ouverte à 9h45m du matin.

M. Delaporte donne lecture de son mémoire :

Note concernant le torpilleur n° 294, mû par turbines Bréguet à disques de Laval;

Par M. Delaporte,
Directeur des Ateliers de Paris de la Maison Bréguet.

M. Delaporte donne un résumé des résultats des essais faits avec un moteur à turbines. Il signale que l'avant du torpilleur, même au delà de 25 nœuds, n'est jamais sorti de l'eau, et que ce fait, résultant dans une faible mesure de l'inclinaison des arbres d'hélice, et surtout des formes du torpilleur, a eu une influence fâcheuse sur la vitesse.

M. Delaporte espère arriver à obtenir des résultats meilleurs en abaissant la vitesse des turbines, tout en leur conservant leur rendement actuel, et en leur assurant un rendement assez élevé, sous une vitesse de rotation inférieure de moitié à la vitesse maxima.

M. Huin. — Je voudrais demander à M. Delaporte s'il compte faire l'essai, prévu au marché, de la substitution aux hélices actuelles d'hélices modifiées suivant les résultats obtenus.

M. Delaporte. — Non, nous ne le pouvons pas, le bateau à l'heure actuelle

ne nous appartient plus, il est en la possession de la Marine. Je regrette toutefois de ne pouvoir faire l'essai de nouvelles hélices, car, avec les données que nous avons maintenant, j'espérerais avec des hélices différentes réaliser 1^n ou $1^n,5$ de plus.

M. Ferrand. — Avez-vous fait des démarches auprès de la Marine pour obtenir des essais ?

M. Delaporte. — On s'en occupe à l'heure actuelle.

M. Ferrand. — Quelles sont les différences entre la coque du 294 et les coques des autres torpilleurs?

M. Delaporte. — La coque est celle d'un torpilleur ordinaire.

M. Ferrand. — Vous signalez que le bateau ne se soulève pas; attribuez-vous cela plutôt à l'action des arbres et des hélices ?

M. Delaporte. — Non, ce n'est pas l'action des hélices; cette action doit être très peu importante. Aux essais, nous avons ajouté 1700^{kg} de lest à l'arrière, pour essayer de lui faire lever le nez; avec ces 1700^{kg} ajoutés, le soulèvement de l'avant en marche ne se produit pas.

M. le Président. — La position du centre de gravité de la machine ne diffère-t-elle pas sensiblement de celle des torpilleurs ordinaires ?

M. Huin. — La coque n'est pas tout à fait pareille, il y a une petite différence.

M. Ferrand. — La longueur des vagues produites par le torpilleur est peut-être différente.

M. le Président. — Le torpilleur dont il s'agit a 1^m de plus que les autres torpilleurs.

M. Brosser. — Alors, cela change absolument les conditions de levée à la lame.

Je demande à ajouter que je ne connaissais pas les résultats que M. Delaporte vient de nous communiquer, lorsque j'ai rédigé la note qu'on a lue hier; mais ces résultats me paraissent précisément venir à l'appui de ce que je disais dans cette note, au sujet de la difficulté d'accoupler les hélices avec les turbines.

M. Delaporte. — Nous prévoyions bien pouvoir faire des essais avec plusieurs séries d'hélices, et nous avons essayé le premier jeu; or précisément, le

jeu suivant, que je proposerais, serait un jeu ayant environ $0^{m},580$ de diamètre pour 660 tours.

M. Brosser. — Si vous diminuez le diamètre de vos hélices, vous ne pourrez probablement plus réaliser une surface propulsive totale suffisante; vous tournez dans un cercle vicieux.

M. Delaporte. — Pas du tout, parce que j'espère atteindre comme rendement de ces nouvelles hélices 57 pour 100, au lieu de 48 pour 100.

M. Brosser. — Nous sommes encore loin des 70 ou 72 pour 100, que peuvent donner les bonnes hélices. Ces essais viennent donc à l'appui de ce que je disais : on a une difficulté considérable à associer ces deux organes ensemble. En définitive vous êtes arrivé à une vitesse de 25^{n}, en développant 2300^{chx} effectifs, ce qui correspond pour une machine à piston à 2600^{chx}; les mêmes torpilleurs arrivent à la même vitesse avec 1900^{chx}; il y a un déchet considérable.

M. Delaporte. — Je vous ai dit, au début, que mes essais ne répondaient peut-être pas à mes prétentions initiales. Toutefois la consommation de nos turbines par cheval est notablement inférieure à celle réalisée avec les machines alternatives, et l'on peut espérer gagner à peu près sur cette consommation par cheval ce que l'on perd par les hélices.

M. Brosser. — Je vous souhaite d'y arriver, mais j'en doute.

M. Rateau. — Il serait intéressant de comparer les essais du 294 avec ceux du torpilleur *Yarrow*, qui ont été faits l'année dernière. Sur ce dernier navire il n'y avait que deux turbines au lieu de trois; la machine axiale était une machine alternative, les deux turbines avaient été prévues pour tourner à 1500 tours, elles ont donné 1600 tours environ, pour à peu près la puissance prévue, environ 2000^{chx}. La machine alternative à piston du centre donnait 250^{chx}; cela fait en tout environ 2250^{chx}. Je crois que la consommation de charbon était, pour le total des deux machines, d'environ 14000^{kg} à l'heure. Par conséquent, dans des conditions à peu près identiques, nous sommes arrivés, avec un bateau qui déplaçait à ce moment 120^{t}, à une vitesse de 26^{n} environ, soit avec une hélice, soit avec deux hélices par arbre. Cela paraît dénoter une utilisation supérieure à celle du 294.

Il y a une différence essentielle entre les deux bateaux : c'est que l'inclinaison des arbres, sur le torpilleur *Yarrow*, n'était que de 5,8 pour 100; au contraire, sur le 294, dont les résultats ont été beaucoup moins favorables, cette inclinaison était de 11 à 12 pour 100. J'en conclus que pour que les

hélices arrivent à s'accoupler avec les turbines, il est indispensable d'avoir des arbres presque horizontaux.

M. le Président. — Nous devons souhaiter que la Marine essaie les nouvelles hélices dessinées par M. Delaporte.

M. Rateau. — Vous avez compté sur un rendement de 48 pour 100; ce très faible rendement provient évidemment de deux causes : vous avez une vitesse périphérique de 63^{m} par seconde, ce qui est trop; il faudrait en général ne pas dépasser 55^{m} par seconde, du moins l'expérience semble le montrer. D'autre part, avec des hélices à grand diamètre, et à très faible pas, l'inclinaison des arbres a une funeste influence.

M. Delaporte. — Je suis bien de cet avis, et, autant que possible, je chercherais, sur un nouveau navire, à obtenir une inclinaison des arbres moindre que 8 pour 100; mais, je le répète, je ne suis pas maître de l'inclinaison des arbres pour le bateau dont il s'agit, et je crois cependant pouvoir gagner beaucoup en employant des hélices d'un plus petit diamètre.

M. le Président. — C'est à essayer, si la Marine s'y prête.

M. Hart. — Je voudrais répondre quelques mots à M. Brosser, au sujet de ses craintes sur la difficulté d'accoupler les turbines et les hélices; je partage assez sa manière de voir, si l'on conserve les vitesses de rotation actuelles; mais, comme je l'ai dit, on tend à diminuer le nombre de tours des turbines.

M. Brosser. — Alors, que devient le bénéfice de l'emploi des turbines? Car il va falloir augmenter outre mesure le nombre des disques, par suite, le poids et l'encombrement.

M. Hart. — Pas outre mesure; c'est une affaire d'appréciation.

M. le Président. — L'avenir et l'expérience nous fixeront; il est bien certain que dans beaucoup de cas il y a de grandes difficultés à surmonter pour bien harmoniser les turbines et les hélices.

Nous remercions M. Delaporte de son mémoire.

M. Tellier fils donne lecture de son mémoire.

Quelques réflexions sur le Meeting de Monaco;

Par M. Tellier fils.

M. Tellier indique diverses caractéristiques des canots automobiles, qui ont pris part au Meeting de Monaco, et rend un compte sommaire des courses. Il en conclut la nécessité

d'apporter aux canots de course des modifications, qu'il résume ainsi : 1° bateaux plus défendus; 2° moteurs plus protégés; 3° coques moins légères. Il ajoute qu'avec les puissances actuelles, il n'est plus possible que le même bateau coure avec des chances favorables en eau calme et en eau agitée, et qu'il faudrait que les personnes qui prennent part aux courses, pour avoir le maximum de chances, aient deux bateaux par série, un de gros temps et un de temps moyen.

M. Ferrand. — Avez-vous des chiffres exacts concernant le *Napier?* Ce bateau paraissait remuer une quantité d'eau bien plus grande que les autres bateaux.

M. Tellier. — Le *Napier* m'a dérouté d'abord, puis, après l'avoir étudié, j'ai reconnu que, somme toute, s'il remue beaucoup d'eau, ce n'est qu'à la surface. Ce que nous ne connaissons pas c'est la puissance du moteur.

Un Membre. — Le poids indiqué pour le bateau ne paraît pas exact.

M. le Président. — S'agit-il du bateau construit par M. Yarrow?

M. Tellier. — Oui.

M. le Président. — Je pourrais avoir, je crois, son poids exact, par M. Yarrow lui-même, qui est membre de notre Association, et avec lequel je me suis rencontré à Londres, précisément le jour où son bateau a gagné l'une des courses. Je crois qu'il serait assez disposé à donner les vrais chiffres de puissance et de poids.

M. Tellier. — Lorsque le *Napier* tombait sur la lame, comme il était plat, il fatiguait beaucoup, et dans la seconde course, à un moment donné, les fonds ont cédé, et il a fallu rentrer en toute hâte.

Il est bien évident qu'on demande, en course, aux coques et aux moteurs des efforts beaucoup plus considérables, qu'on ne leur en demanderait dans des essais; mais en course il faut marcher quand même, et lorsque à l'arrivée on démonte les appareils, on fait des observations très intéressantes, et auss très instructives.

M. Ferrand. — J'ai assisté aux courses de Monaco, et je suis d'accord avec M. Tellier sur un certain nombre de points. Il y a cependant quelque chose de regrettable à faire des expériences très coûteuses pour tout le monde, et qui ne produisent pas grand'chose. Il me semble fâcheux qu'on ait fait courir des coques de formes nouvelles et intéressantes, mais qu'on n'ait guère jusqu'ici d'indications faisant connaître quelle est la meilleure.

M. Tellier. — Les renseignements donnés par les journaux sont absolument fantaisistes.

M. Ferrand. — C'est certainement le cas pour les puissances en chevaux données par la presse.

M. le Président. — Il doit y avoir cependant des personnes connaissant les vrais chiffres.

M. Ferrand. — En petit comité, oui; en public, on ne sait absolument rien. Est-ce qu'on ne pourrait pas arriver à créer une course sérieuse, une course théorique, permettant de mettre en évidence la meilleure coque?

M. Tellier. — Au Congrès national de la Navigation automobile, qui s'est tenu au mois de décembre, différents vœux ont été adoptés; les constructeurs ont été invités à fournir, suivant un modèle uniforme, les résultats des essais de leurs bateaux et de leurs moteurs.

M. Terré. — Nous verrons comment on peut réaliser ce vœu; c'est un premier pas dans la bonne voie.

M. Ferrand. — Est-il bien nécessaire de faire des épreuves d'endurance de 200^{km} ou 400^{km}?

M. Tellier. — Nous avons appris pas mal de choses dans la course de 200^{km}.

M. Ferrand. — Pour les cruisers, on fait une course de Nice à Monaco, ou d'Alger à Toulon, mais là le facteur le plus important, ce n'est ni le bateau, ni le moteur, c'est l'état de la mer. Faut-il faire des courses, dans lesquelles tout est subordonné à l'état de la mer?

M. Tellier. — Vous faites sans doute allusion à la course où un seul bateau est arrivé; là il faut faire intervenir une question de conducteurs; il y eu avait qui n'étaient pas à la hauteur de leur tâche et qui se sont amusés à raser le cap croyant aller plus vite; celui qui a passé au large est arrivé.

M. Ferrand. — Cela a démontré qu'on ne peut pas toujours mettre un bateau entre les mains d'un conducteur d'automobile. Je le répète, l'influence de la mer est très grande pour les canots automobiles. Au lieu de faire une seule course, on pourrait ne donner un prix qu'après plusieurs courses avec des temps variés.

M. le Président. — Ce sont des questions de règlements de courses; je sais que les sociétés sportives s'en préoccupent.

M. Tellier. — Un détail assez intéressant, mais qui n'est pas connu, je crois, est le suivant : sur un bateau ayant un moteur à quatre cylindres, un des cylindres a crevé la veille de la course; on a démonté la bielle et le

piston, monté un contrepoids sur le vilebrequin, et le bateau a pu prendre part à la course.

M. Quernel. — Je crois que les moteurs à 8 cylindres fatiguent beaucoup plus le bateau que ceux à quatre cylindres; je serais cependant assez partisan de leur emploi, parce que si, à un moment donné, une explosion manque à un cylindre, il vous en reste 7; avec quatre cylindres, s'il y en a un qui rate, vous perdez un quart, au lieu du huitième seulement. Sur le moteur à 8 cylindres, toutefois, il y a une réaction très dure, chaque fois qu'il y a un raté.

Le Mercédès-Charley, qui était beaucoup plus lourd et plus solide que le Panhard, a commencé à présenter les mêmes traces de fatigue dans la partie avant; je crois que cela est dû à la trépidation occasionnée par les moteurs à 8 cylindres.

M. le Président. — C'est l'inverse de ce qu'on était disposé à croire : on pouvait penser que 8 cylindres donnaient plus de régularité.

M. Tellier. — Quand il y a des ratés avec des cylindres très puissants, comme sur le *Dubonnet,* on peut arriver à équilibrer le bateau en le faisant gîter sur bâbord; mais si en marche, il y a des ratés, comme ces cylindres font près de 100 chevaux, le couple de rotation baisse d'un tiers ou de moitié, et l'on manque de chavirer, non plus sur tribord, mais sur bâbord.

M. Normand. — Sans doute il serait extrêmement intéressant qu'on eût les données les plus précises sur les bateaux qu'on essaie; mais je crois qu'il ne faut pas trop demander aux constructeurs Français de donner des renseignements, qui peuvent être utilisés par leurs concurrents. Que MM. les Étrangers commencent, ou tout au moins suivent l'exemple; M. Tellier a déjà fourni très libéralement des renseignements complets et précis sur tous ses bateaux.

M. le Président. — Il a donné, en effet, les puissances, les dimensions, les poids, les détails de construction.

M. Tellier. — Il est bon de dire que parfois certaines usines nous fournissent, pour nos bateaux, des moteurs, dont elles ignorent elles-mêmes la puissance. On m'a fourni notamment un moteur de 100 chevaux pour marcher à 900 tours; quand je suis allé à l'usine, on m'a indiqué un autre nombre de chevaux, et un autre nombre de tours. Nous ne sommes pas nous-mêmes toujours exactement fixés sur la puissance; mais je l'ai fait connaître aussi exactement que cela m'a été possible.

M. le Président. — Il nous reste à remercier vivement M. Tellier, qui a pris une part si importante aux courses de Monaco, de sa communication intéressante. Il reconnaît d'ailleurs lui-même que les courses ont apporté beaucoup d'enseignements; je suis sûr qu'il saura en profiter. Nous remercions également M. Quernel, qui était aussi l'un des champions, de nous avoir donné d'utiles indications.

M. Delaporte donne lecture de son mémoire.

Note sur la consommation à une puissance très réduite des torpilleurs et contre-torpilleurs;

Par M. Delaporte,
Directeur des Ateliers de Paris de la Maison Bréguet.

L'auteur exprime des doutes sur l'exactitude des très faibles consommations relevées aux essais de certains de ces petits navires, lesquelles ne seraient possibles que pour des machines ayant un rendement égal à l'unité, et signale qu'il y a lieu de rechercher les causes de l'écart entre les consommations inférieures, et celles que donneraient des machines théoriquement parfaites de navires plus grands.

M. Lelong. — On a fait allusion tout à l'heure à des diagrammes. Je crois que les machines des torpilleurs sont tout de même mieux étudiées au point de vue consommation à allure réduite, que les machines des gros bateaux; elles perdent par leurs dimensions, mais elles se rattrapent par la perfection de leur agencement.

M. Delaporte. — J'ai supposé une machine très bien conçue, et je lui ai affecté un rendement de 70 pour 100, alors que, dans l'industrie, on ne trouve pas plus de 55 à 60 pour 100, pour des machines fonctionnant dans les conditions les plus favorables.

M. Lelong. — On fait généralement les essais avec des grilles réduites; cela augmente les rendements.

M. Normand. — On ne le fait plus maintenant. Autrefois on permettait aux constructeurs de rapporter soit des briques, soit des caissons, sur les grilles, de façon à diminuer leur surface, et à augmenter l'activité de la combustion sur la portion de grille restante; on arrivait à des résultats beaucoup plus précis, et qui me font douter de l'exactitude des chiffres théoriques, indiqués par M. Delaporte comme unité du rendement thermique; je crois qu'on peut réellement obtenir des consommations plus faibles. Mais on a trouvé, avec raison je crois, que les résultats donnés différaient trop de ceux de la pratique, puisqu'on ne peut pas, dans la navigation ordinaire, recouvrir une

partie des grilles, et ne marcher qu'avec l'autre partie, et il est probable que les résultats de 400g par cheval, à 14n, ne doivent pas être exacts.

M. Delaporte. — J'ai cherché les rendements de machines fournies par les meilleurs constructeurs, j'en ai cherché un peu dans tous les pays. Je crois que les chiffres de 70 et 75 pour 100 sont des chiffres exacts.

M. le Président. — Nous remercions M. Delaporte, auquel nous devons deux mémoires dans cette session.

M. Lelong donne lecture du mémoire de M. Laubeuf.

Doubles hélices contre triples hélices;

Par M. Laubeuf,
Ingénieur en chef de la Marine.

L'auteur établit un parallèle entre les hélices doubles et triples, et les compare, aux divers points de vue de la facilité de combustion, de la sécurité, de l'encombrement, du prix, de l'économie de combustible, des girations et de l'utilisation. Sauf au point de vue des girations, et si l'on garde les machines en avant, M. Laubeuf conclut que l'avantage reste à la double hélice. Il signale l'intérêt qu'il y aurait à ce qu'une série d'expériences complètes, faites sur un de nos croiseurs à trois hélices, permît d'élucider les points controversés.

M. Terré. — Je ne crois pas que, sur les bateaux de la flotte Française, l'adoption des trois hélices ait été une question de principe; cela a été une question d'espèce, d'emménagement et de circonstance, parce que l'installation de deux hélices n'était pas aussi facile que celle de trois. A Indret, j'ai fait un plan complet, en prenant le compartiment central pour en faire les chambres de condensation, et comme cela n'occupait pas tout l'espace, j'y ai placé la station centrale d'électricité du bateau; mais on ne gagne pas beaucoup de place en longueur, il faut toujours des paliers, des buttées, même en enlevant les condenseurs; on ne raccourcit pas beaucoup la machine, même en prenant dans le compartiment réservé à la station centrale d'électricité tout ce qu'on peut prendre, pour réduire la longueur de l'appareil principal.

M. Quernel. — A propos de la hauteur assez faible qu'ont les bateaux de guerre Français pour permettre de placer les machines, on se plaint généralement que la course est trop faible relativement à la puissance; si l'on ne met que deux hélices au lieu de trois, le rapport de la course au diamètre sera encore beaucoup plus faible.

M. Lelong. — M. Laubeuf a pris comme exemple le *Kaiser-Wilhelm*, sur lequel on n'était pas limité pour la course.

M. le Président. — C'est par la très faible course des machines de la *Topaze*, qu'on a expliqué son faible rendement, et l'avantage relatif des turbines placées sur l'*Amethyst*.

M. Lelong. — M. Terré cite des cas particuliers, mais on ne peut pas se prononcer d'une façon générale. Il est certain qu'avec les évolutions qui se font dans le matériel naval, les problèmes à résoudre changent un peu; ainsi, pour les grands cuirassés de 15000t, on ne trouve pas intérêt à revenir aux deux hélices. Il faut faire ce qu'a fait M. Terré, c'est-à-dire établir un projet dans les deux hypothèses de deux et de trois hélices; il est probable qu'il y aura des cas où l'on conclura pour deux hélices, et des cas où l'on conclura pour trois.

M. le Président. — Nous remercions M. Laubeuf de son travail. Il résulte de la discussion, qu'il y a lieu dans chaque cas d'étudier le pour et le contre de la double et de la triple hélice, et l'un des mérites du mémoire de M. Laubœuf, c'est de nous rappeler les divers points de vue à considérer pour faire cette comparaison.

Après la session, M. Laubeuf fait parvenir la note suivante :

Note de M. Laubeuf.

Réponse de l'auteur à diverses objections.

1° On m'a signalé que sur le dessin de la disposition que je propose pour l'installation de deux machines avec chambre de condensation au milieu, il semble qu'on ne puisse pas retirer les tubes des condenseurs (*fig.* 2, p. 105).

Cela provient de ce que le dessin est schématique; les appareils ont été mis l'un à côté de l'autre pour plus de clarté. En réalité, ils se superposent, la pompe à air se plaçant sous les condenseurs. Une étude un peu plus poussée montre la possibilité de changer les tubes des quatre condenseurs.

2° Le volume d'une machine latérale est plus grand avec la disposition proposée qu'avec la disposition de la *Jeanne-d'Arc*. Le compartiment contient 603t,8 au lieu de 448t. La bande initiale est donc plus grande en cas d'envahissement du compartiment d'une machine latérale, par suite d'une explosion de torpille au-dessous de la tranche cuirassée. C'est exact, mais j'ai pu vérifier que la différence est peu sensible.

M. le Président. — Il ne nous reste plus que deux mémoires : d'abord

celui de M. Étienne Colinet, Ingénieur des Chantiers de la Gironde, sur le calcul pratique des pièces courbes (1); ceux d'entre vous qui peuvent avoir à utiliser un travail de ce genre le trouveront dans le *Bulletin;* il en est de même du travail de M. Danis sur l'écoulement du gaz et des vapeurs saturées sur les turbines (2). Le temps nous manque pour une discussion, mais nous n'en remercions pas moins vivement les auteurs de ces mémoires.

---

(1) *Méthode générale et pratique pour le calcul des pièces courbes;*

Par M. Étienne Colinet,
Ingénieur de la Société des Forges et Chantiers de la Gironde.

L'auteur expose une méthode générale, qui permet de calculer, en se servant de quadratures approximatives, la fatigue et les déformations d'une pièce courbe quelconque.

Lorsque la pièce courbe n'est fixée qu'en deux de ses points, le problème est toujours ramené à la résolution de six équations du premier degré à six inconnues.

Lorsque la pièce est fixée en plusieurs points, le nombre des équations du premier degré, qu'on est conduit à résoudre, est égal à sept fois le nombre des appuis moins un.

Un résumé, à la fin du mémoire, indique les formules qui doivent être employées, et dispense de lire tout le mémoire, lorsqu'on veut effectuer les calculs qui y sont exposés.

(2) *Théorie élémentaire de l'écoulement des gaz et des vapeurs saturées, dans les turbines;*

Par M. Danis,
Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique.

Les points principaux visés par l'auteur sont les suivants :

Dans l'écoulement permanent d'un gaz ou d'une vapeur saturée, la vitesse V, le poids spécifique δ et la section de la veine ω ne sont fonction que de la température t

$$V = f(t), \qquad \delta = \varphi(t), \qquad \omega = \psi(t).$$

Chacune de ces fonctions dépend de la valeur initiale correspondante V_0, δ_0, ω_0. On doit connaître *a priori* la loi de détente du fluide $\delta = \varphi(t)$; on a la relation de continuité

$$V\omega\delta = \text{Débit constant};$$

il ne reste donc qu'à calculer l'une des deux fonctions V ou ω.

Pour calculer V, l'auteur établit d'abord l'équation

$$d\frac{V^2}{2g} + dW = -v\,dp,$$

dans laquelle W est la fonction potentielle des forces appliquées aux éléments de la veine, v est le volume spécifique, p la pression par unité de surface.

Il s'appuie sur ce fait que la différentielle dh définie par

$$dh = E\,dq - p\,dv,$$

Il ne me reste plus qu'à donner rendez-vous à ceux d'entre vous qui voudront bien assister cette après-midi aux expériences de *La Rapière,* et du bateau glisseur de M. le comte de Lambert. Ces expériences auront lieu entre 3^h et 5^h dans le voisinage du pont de Sèvres.

(La session est close à midi.)

Dans l'après-midi, les membres de l'Association se sont rendus à l'île Seguin et ont assisté aux intéressantes expériences de *La Rapière,* de M. Alphonse Tellier, et du bateau glisseur, de M. le comte de Lambert.

---

dans laquelle E est l'équivalent mécanique de la chaleur, et q la quantité de chaleur gagnée, est une différentielle exacte.

Il en est de même par suite de

$$dH = E\,dq + v\,dp,$$

somme de deux différentielles exactes dh et $d(vp)$.

Il en résulte que l'on a

$$\Delta H = E\,\Delta q - \left(\Delta W + \Delta \frac{V^2}{2g}\right).$$

Pour une vapeur saturée, où la chaleur totale de vaporisation, au titre x, est λ_x, on a au centième près

$$H = E\lambda_x.$$

La connaissance de H donne la fonction cherchée $f(t)$.

En particulier pour une détente adiabatique, et sans forces appliquées,

$$\Delta \frac{V^2}{2g} = -E\,\Delta\lambda_x.$$

Pour des différences de température infiniment petites, on déduit de H la formule générale

$$\underline{d\frac{V^2}{2g} = -E\frac{rx}{t}\,t\,d}$$

applicable à des différences petites, et susceptible d'une représentation graphique simple.

L'auteur indique également que seules les veines convergentes sont stables.

NOTE

SUR

LES ESSAIS D'UNE CHAUDIÈRE SOLIGNAC-GRILLE,

PAR M. HART,

Ingénieur des services maritimes du Chemin de fer du Nord.

A la session de 1901, notre collègue, M. Grille, a fait sur le type de chaudière Solignac-Grille une intéressante communication indiquant les caractéristiques de ce type, dont une des plus importantes est la possibilité du nettoyage des tubes courbes de petit diamètre à l'aide d'une chasse énergique de vapeur due à l'inversion momentanée de la circulation normale.

M. Grille présenta des tubes ayant fonctionné un certain temps avec une eau de degré hydrotimétrique élevé, qui étaient absolument propres, grâce aux chasses périodiques opérées, alors que les tubes témoins, non nettoyés, étaient presque complètement obstrués par les dépôts calcaires.

Aussi, attribuant en grande partie la formation des dépôts adhérents dans les tubes au stationnement sous pression, mais sans production de vapeur, c'est-à-dire sans circulation appréciable, mon attention fut-elle attirée sur ce type de chaudière.

A mon avis, c'est en effet pendant le temps passé sous pression, que les dépôts graisseux provenant des eaux de condensation, les impuretés provenant de l'eau d'alimentation et les sels provenant des rentrées accidentelles d'eau de mer au condenseur ont le temps de s'accumuler dans le bas des chaudières, et dans les tubes inférieurs exposés au rayonnement des feux, de s'y durcir sous l'action de la chaleur et de recouvrir très rapidement les tubes d'une couche calcaire. Celle-ci devient d'autant plus forte que le tube est plus directement exposé à la source de chaleur, de sorte que les tubes se surchauffent, se brûlent, parce qu'ils ne sont plus rafraîchis par le liquide, et se percent au risque de causer des accidents graves. De plus, la vaporisation est entravée, et la production de vapeur sensiblement réduite.

Ce fut donc avec empressement qu'en décembre 1902 je saisis l'occasion

d'aller voir, en Angleterre, fonctionner une chaudière Solignac-Grille, pour m'assurer *de visu* de l'effet produit par la chasse à contre-vapeur.

La chaudière en question était installée dans un petit bâtiment dépendant de la Brush Engineering C° à Loughborough (comté de Leicester). Elle était munie de tous les appareils de jaugeage d'eau, de pesée de charbon, de mesure de la dépression et de la température à la base de la cheminée, nécessaires pour des expériences suivies.

Des essais exécutés dans le courant de 1902 par M. Crosland, Ingénieur en chef de la Vulcan Insurance C° de Manchester, auxquels assista M. Booth, représentant de la Steam Power Syndicate, avaient donné des résultats très satisfaisants. N'y ayant pas assisté je n'en parle que pour mémoire.

L'alimentation de la chaudière était assurée par une pompe Blake à deux cylindres horizontaux, recevant l'eau alternativement de deux bacs jaugés, dont le contrôle était assuré par un compteur à eau. La pesée du charbon se faisait par sacs de 50 livres.

Ces installations ont fonctionné très régulièrement dans les essais qui ont eu lieu devant l'Amiral Freemantle, quelques Membres de la Chambre des Communes et des Délégués de l'Amirauté.

Les caractéristiques de la chaudière étaient les suivantes :

Longueur de la grille	$1^{m},400$
Largeur de la grille	$0^{m},710$
Surface de la grille S_g	$0^{m^2},9940$
Nombre de tubes	113
Longueur moyenne des tubes	$2^{m},580$
Diametres intérieur et extérieur des tubes	25-30
Surface de chauffe effective (surface intérieure des tubes) S_e	21^{m^2}
Surface de chauffe totale (surface extérieure des tubes) S_t	$26^{m^2},27$
Rapport $\frac{S_t}{S_g}$	26,50
Rapport $\frac{S_e}{S_g}$	21,21
Volume d'eau en ordre de marche	$0^{m^3},580$
Diamètre du réservoir d'eau et de vapeur	$0^{m},800$
Diamètre de la cheminée	$0^{m},560$
Section de la cheminée S_c	0,1963
Hauteur de la cheminée au-dessus de la grille	21,960
Rapport $\frac{S_c}{S_g}$	0,198
Surface horizontale d'encombrement	$2^{m^2},515$

Les poids de la chaudière se répartissaient comme suit :

Poids du réservoir complet	550^{kg}
Poids des boîtes à tubes et bouchons	225^{kg}
Poids du faisceau tubulaire	500^{kg}

Poids de l'enveloppe en tôlerie et de la maçonnerie	990^{kg}
Poids des barreaux de grille et de leurs supports	200^{kg}
Poids de la robinetterie	150^{kg}
Poids total de la chaudiere (sans eau)	2745^{kg}
» (en ordre de marche)	3325^{kg}

Les dispositions de la chaudière étaient les mêmes que celles indiquées par M. Grille dans sa communication.

Comme dans toutes les chaudières de ce type, elles avaient pour but d'augmenter la différence de résistance aux deux extrémités du tube vaporisateur, de manière à créer dans celui-ci une circulation active et toujours de même sens.

La tuyère, organe essentiel de ces chaudières, a pour but de ne permettre l'entrée dans le tube vaporisateur que de la quantité d'eau que celui-ci peut vaporiser, de sorte que la densité du mélange d'eau et de vapeur qui traverse celui-ci, et qui forme résistance au dégagement de la vapeur, est beaucoup plus faible que celle de la colonne d'eau au-dessus de la tuyère du côté de l'alimentation du tube.

La présence de la tuyère, en créant un étranglement, vient encore opposer une résistance supplémentaire à tout retour de vapeur de ce côté, lors de la transformation de l'eau en vapeur, et de l'augmentation de volume qui en est la conséquence.

Pratiquement il ne peut se produire d'inversion dans la circulation.

Le premier essai auquel j'assistai eut lieu le 7 décembre 1902, après visite préalable de l'intérieur de la chaudière, dans les tubes et boîtes de laquelle existait un dépôt de vase de 3^{mm} à 4^{mm} d'épaisseur, la chaudière n'ayant pas été, par suite de circonstances diverses, nettoyée depuis un certain temps.

Celle-ci fut refermée telle quelle et, après un fonctionnement de 1 heure 20 minutes, dont le tableau ci-après indique les données, il fut pratiqué une chasse à contre-vapeur, qui fit sortir une forte quantité de boue, et à l'ouverture des bouchons la chaudière fut trouvée complètement propre. La boue était peu adhérente, il est vrai, mais l'effet de la chasse à contre-vapeur fut très net. En se reportant au tableau ci-après, on voit que, malgré la faible allure de combustion, qui ne permettait qu'une couche peu épaisse de combustible, la vaporisation par kilogramme de combustible ($9^{kg},05$), celle par mètre carré de surface de chauffe effective ($29^{kg},2$) et celle par mètre carré de grille ($62^{kg},3$) furent satisfaisantes.

TABLEAU N° 1. — *Essai du samedi* 8 *décembre* 1902.

Heure.	Pression.	Température à la base de la cheminée.	Dépression à la base de la cheminée.	Variations du niveau d'eau.	Combustible.	Eau.	Observations.
h m	kg	°	mm	mm		kg	
9.40	6,33	221	7,5	+54		226,5	
9.50	9,00	226,6	7,5	—30		»	Irrégularités dues au
10.00	7,73	230	7,5	—15	kg 22,65	»	mauvais fonctionne-
10.10	8,00	230	7,5	0	»	226,5	ment de la pompe
10.20	7,73	224	7,5	—15	22,65	»	alimentaire.
10.30	6,47	215,5	8	—20	»	»	
10.40	6,89	226,5	8	+10	22,65	226,5	
10.50	6,68	221	7,5	+18	»	»	Chaudière sale.
11.00	4,22	201	7,5	+51	22,65	140,0	
1.20				Totaux.....	90,60	819,5	

Consommation de combustible par mètre de grille.....	68 kg
Vaporisation par kilogramme de combustible.....	9,05
Vaporisation par mètre carré de surface de chauffe mouillée.....	29,2
Vaporisation par mètre carré de surface de grille.....	621

TABLEAU N° 2. — *Essai du lundi* 10 *décembre* 1902.

s	kg	°	mm	mm	kg	kg
12.53	9,14	315	37	+20	22,65	226,5
1.04	8,79	310	37	+15	22,65	226,5
1.14	9,14	311	40	+22	22,65	226,5
1.23	0,84	310	40	+19	22,65	226,5
0.30				Totaux.....	90,60	906,0

Consommation par mètre carré de grille.....	200 kg
Vaporisation par kilogramme de combustible.....	10
Vaporisation par mètre carré de surface de chauffe mouillée.....	62,5
Vaporisation par mètre carré de surface de grille.....	1830

Les résultats furent d'ailleurs bien meilleurs lors de la marche à 200kg par mètre carré de grille, et ces vaporisations s'élevèrent respectivement à 10kg, 62kg,5 et 1830kg.

Les variations du niveau de l'eau furent notables, et atteignirent 70mm pendant le premier essai à petite allure. A grande allure elles furent beaucoup plus faibles, et ne dépassèrent pas 7mm, la marche de l'appareil d'alimentation ayant pu être constante.

La partie supérieure des tubes, qui ne contient plus que de la vapeur, reçoit assez de chaleur pour fonctionner comme un sécheur énergique. La vapeur sortait du tuyau d'échappement complètement sèche et invisible. Elle ne commençait à se condenser et à passer à l'état de vapeur saturée qu'à une

certaine distance de celui-ci, ce qui était d'autant plus remarquable que la température extérieure était de — 10°.

La température à la base de la cheminée n'a pas dépassé, à grande allure, 320°, et la dépression à la base de la cheminée n'a été que de 40^{mm} d'eau.

Le combustible employé dans ces essais était du Cardiff, ayant une capacité calorifique de 8200^{Cal} environ.

A la suite du rapport que je fis sur ces essais, M. du Bousquet, Ingénieur en chef, voulut bien autoriser des essais à Calais sur une chaudière que M. Grille mit à notre disposition.

Cette chaudière, qui avait déjà servi à des expériences exécutées à l'Établissement national d'Indret, nous parvint pendant l'été 1903 complètement démontée, et le faisceau tubulaire paraissait avoir souffert extérieurement de son séjour aux intempéries après son démontage en fin d'essais. Les tubes étaient fortement oxydés à l'extérieur, et présentaient à l'intérieur une légère couche de dépôts.

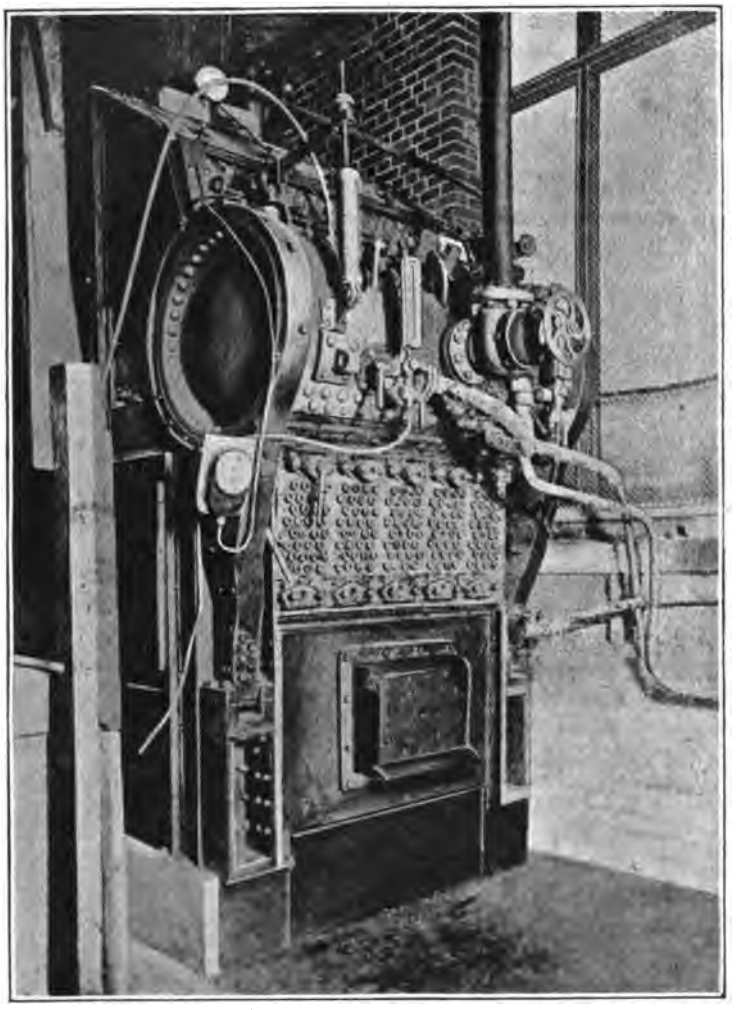
La chaudière fut installée telle quelle dans un appentis en bois, la figure 1 montre son installation et la Planche I l'ensemble de ses dispositions. Ses caractéristiques étaient les suivantes :

Longueur de la grille	1^{m},950
Largeur de la grille	1^{m},150
Surface de la grille S_g	2$^{m^2}$,24
Nombre de tubes	155
Diamètre des tubes	25-30
Longueur moyenne des tubes	4,250
Surface totale de chauffe S_t	56$^{m^2}$,16
Surface effective de chauffe S_e	49$^{m^2}$,17
Rapport $\frac{S_t}{S_g}$	25
Rapport $\frac{S_e}{S_g}$	22
Diamètre du réservoir de vapeur	0^{m},700
Longueur »	1^{m},650
Volume d'eau en marche	0$^{m^3}$,600
Timbre	18^{kg}
Hauteur de la cheminée au-dessus de la grille	8^{m}.500
Diamètre de la cheminée	0^{m},765
Section de la cheminée S_c	0$^{m^2}$,4596
Rapport $\frac{S_c}{S_g}$	0,205

L'alimentation de la chaudière fut d'abord assurée par un injecteur Sellers de 10^{mm}; mais, en présence des ratés nombreux qui arrêtaient les essais, il fut remplacé par deux pompes Blake à double cylindre horizontal. Celles-ci, un peu faibles pour le volume d'eau à fournir pendant la marche à grande allure, donnèrent également lieu à des incidents nombreux, par suite du grand

nombre de coups de piston qu'elles devaient donner, et furent une des causes qui limitèrent la combustion à 200^{kg} par mètre carré de grille, allure qu'il est d'ailleurs bien difficile de dépasser en service courant, étant donné le personnel qui doit assurer le service.

Fig. 1.



Installation de la chaudière d'essai à Calais.

Les essais, bien qu'ayant duré plusieurs mois, furent loin d'être continus, tant en raison des avaries de pompe, des déformations de déflecteurs, des chutes totales ou partielles de voûte qui furent fréquentes, que des nécessités du service, qui ne permettaient pas d'affecter aux essais un personnel fixe et suffisamment entraîné.

Les essais n'avaient pas tant pour but de déterminer la capacité de vaporisation de la chaudière, déjà connue, que son endurance, et de constater l'effet réel du nettoyage à contre-vapeur sur l'état des tubes.

Cette possibilité du nettoyage me paraît en effet indispensable pour les tubes courbes de petit diamètre, où le nettoyage mécanique est sinon impossible, du moins très difficile, et où les dépôts peuvent occasionner rapidement la mise hors de service des faisceaux tubulaires.

Bien que les renseignements sur le fonctionnement thermique de la chaudière ne fussent en quelque sorte qu'accessoires, des dispositions furent prises pour relever tous les éléments nécessaires pour étudier ce fonctionnement.

Il faut noter à ce sujet que, comme dans cette chaudière le rapport de la surface de chauffe à la surface de grille est sensiblement plus faible que dans les chaudières construites pour un service régulier, et employées industriellement, la vaporisation par kilogramme de combustible ou par mètre carré de grille est, toutes choses égales d'ailleurs, un peu plus faible qu'avec un rapport plus élevé, et que par contre la température à la base de la cheminée doit être un peu plus élevée.

En augmentant la surface de chauffe, on accroîtrait, il est vrai, la dépression nécessaire à la base de la cheminée pour vaincre la résistance du faisceau tubulaire plus considérable; mais, ainsi qu'on peut le voir sur le graphique annexé résumant les résultats des essais (*fig.* 2), elle est assez faible pour permettre, sans inconvénient, un léger accroissement.

Pour faire fonctionner la chaudière à peu près dans les conditions du service, celle-ci fut d'abord alimentée à l'aide d'eau prélevée sur les chaudières du paquebot en service, eau qui contenait une certaine quantité de graisse provenant des eaux de condensation, des dépôts et sels provenant, soit de l'eau d'alimentation des paquebots, soit des rentrées accidentelles d'eau de mer au condenseur.

Toutefois, comme on remplaçait tous les soirs l'eau prélevée dans les chaudières du paquebot par de l'eau douce et débarrassée du sulfate de chaux, l'eau d'alimentation de la chaudière d'essai aurait dû être plus pure que l'eau des chaudières du paquebot en service courant, si des rentrées fréquentes d'eau de mer au condenseur n'étaient venues y introduire du sulfate de chaux, du sulfate de magnésie et du chlorure de sodium.

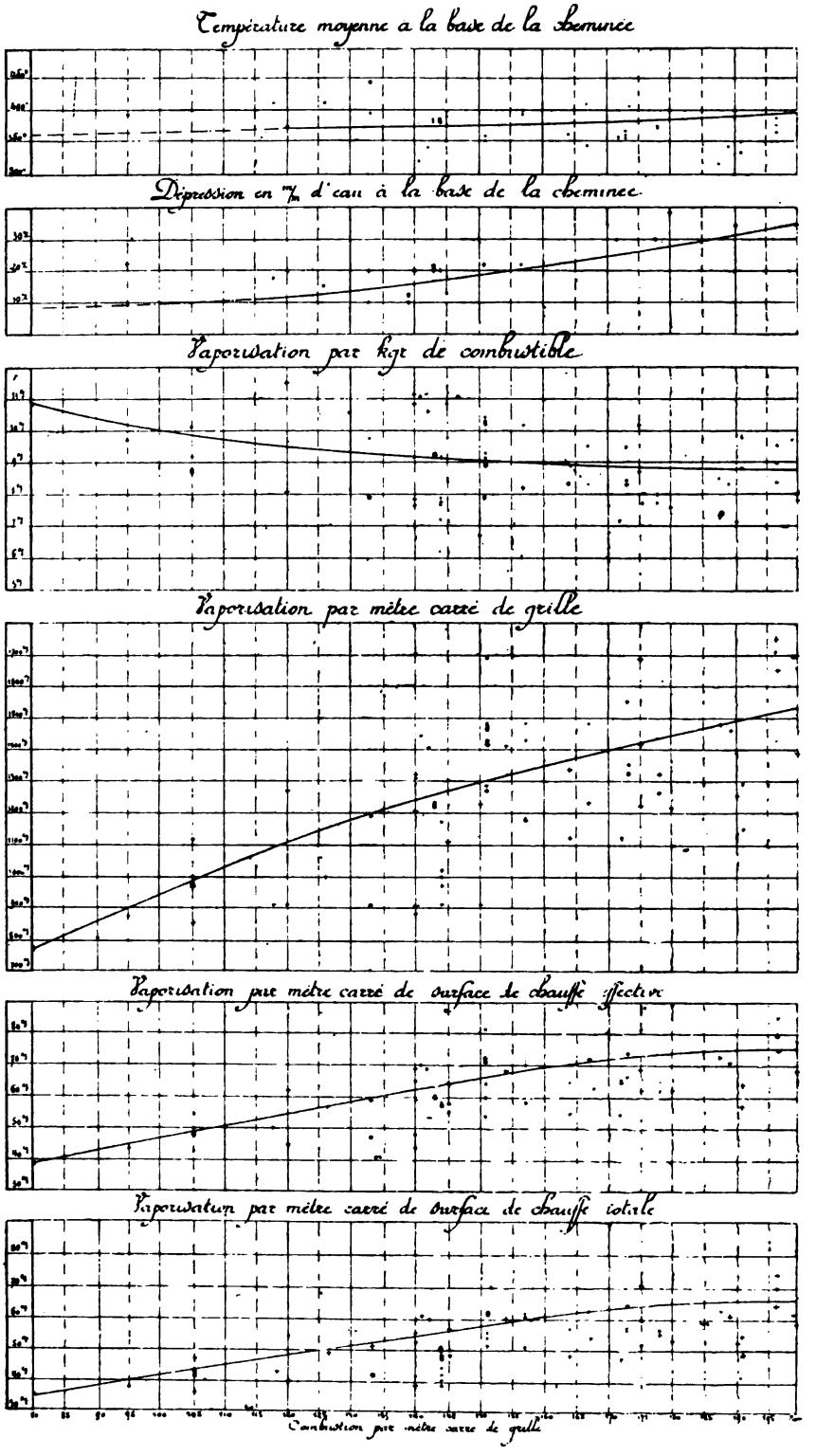
Une analyse a donné, en laissant de côté les carbonates de chaux :

Chlorure de sodium	6,g48
Sulfate de magnésie	0,690
Sulfate de chaux	0,238

par litre.

C'était donc, en fait, une assez mauvaise eau, se concentrant rapidement par le fait de la vaporisation, et susceptible par suite de causer des ébullitions tumultueuses et des entraînements d'eau.

Fig. 2.


Température moyenne à la base de la cheminée
Dépression en m/m d'eau à la base de la cheminée
Vaporisation par kgr de combustible
Vaporisation par mètre carré de grille
Vaporisation par mètre carré de surface de chauffe effective
Vaporisation par mètre carré de surface de chauffe totale
Combustion par mètre carré de grille

Pendant la première période d'essai, c'est-à-dire pendant que la chaudière d'essai était alimentée par l'eau des chaudières du paquebot en service, les rentrées d'eau de mer au condenseur ont été fréquentes, et les proportions ont été les suivantes :

Pendant	29	pour 100 des essais.....		10	pour 100
»	20,4	»	.....	2	»
»	25,3	»	.....	5	»
»	16,7	»	.....	15	»
»	8,4	»	.....	20	»

Pendant la période allant du 29 octobre 1904 au 14 janvier 1905, la proportion d'eau de mer mélangée à l'eau douce d'alimentation a oscillé de 15 à 25 pour 100, ce qui suffisait à donner à l'eau de la chaudière en fin d'essai une concentration qui s'est élevée jusqu'à 236g de sel par litre.

Le changement dans le mode d'alimentation a été le résultat des inconvénients constatés pour les chaudières du paquebot en service, par suite du remplacement de l'eau chaude par de l'eau froide, remplacement qui, en raison des circonstances du service, devait être fait trop rapidement.

Malgré la forte proportion de sel contenue à certains jours dans l'eau de la chaudière, la vaporisation resta satisfaisante; il ne se produisit ni ébullition tumultueuse ni entraînement d'eau.

Pendant la période d'alimentation à l'aide de l'eau des chaudières du paquebot, celle-ci était tous les matins emmaganisée dans deux tenders réservoirs, qui étaient ensuite conduits près de la chaudière d'essai pour servir de bâches d'alimentation.

Ces réservoirs avaient été préalablement jaugés, de manière à pouvoir déterminer à l'aide d'un tube de niveau d'eau la quantité d'eau consommée dans un temps donné.

Généralement l'eau d'alimentation avait une certaine température. Lorsqu'elle était froide, comme le lundi par exemple, on constatait une diminution de vaporisation de 5 à 6 pour 100, uniquement due à la température plus basse de l'eau d'alimentation.

Les essais journaliers comprenaient deux marches de 1 heure 30 minutes à grande allure, correspondant à deux traversées, et 7 heures sous pression sans production de vapeur, c'est-à-dire sans circulation appréciable.

Au commencement et à la fin des marches à grande allure, on relevait :

1° La température de l'eau d'alimentation;

2° La hauteur de l'eau dans les réservoirs;

3° La hauteur du niveau de l'eau dans la chaudière;

4° La pression de la vapeur;

5° L'état des feux et l'épaisseur de la couche de combustible sur la grille.

En cours d'essai on relevait de 5 en 5 minutes :

1° Les variations de pression;

2° La hauteur du niveau d'eau;

3° La température à la base de la cheminée;

4° La dépression en centimètres d'eau.

La couche de combustible et la hauteur du niveau dans la chaudière étaient, bien entendu, ramenées en fin d'essai à ce qu'elles étaient au commencement.

Le faisceau tubulaire était divisé en cinq groupes correspondant à des boîtes distinctes d'alimentation; il était possible de régler le nettoyage de ces boîtes et groupes, de manière à observer l'effet de la plus ou moins grande fréquence des chasses.

A cet effet, le nombre de ces dernières fut réglé comme suit :

Compartiment	n° 1.....	2 chasses par jour
»	n° 2.	1 chasse par jour
»	n° 3.... ...	1 chasse tous les deux jours
»	n° 4.....	1 chasse tous les quatre jours
«	n° 5.....	1 chasse toutes les semaines

En pratique, cette répartition ne put être exactement suivie, par suite des difficultés rencontrées dans la manœuvre des robinets d'isolement des boîtes, dont les clés coinçaient dans les boisseaux, par suite des inégalités de dilatation ou de la présence de sel, mais on s'en rapprocha le plus possible.

Les essais ont donné les résultats indiqués au graphique; on peut remarquer que les résultats ont varié, pour une même allure, dans d'assez fortes proportions. Les chiffres inférieurs sont généralement la conséquence d'incidents divers, déformation des déflecteurs occasionnant des passages directs de gaz chauds à la cheminée, chute partielle ou totale de la voûte, irrégularité de fonctionnement des appareils d'alimentation, etc.

Du fait de ces incidents divers, un certain nombre d'observations eussent peut-être dû être laissées de côté, mais les chiffres figurent cependant au graphique, qui donne ainsi une moyenne faible.

Les résultats obtenus peuvent se résumer comme suit :

Vaporisation par kilogramme de combustible. — Cette vaporisation est généralement élevée. Supérieure à 10^{kg} ou voisine de cette valeur pour les allures de 80^{kg} à 100^{kg} par mètre carré de grille, elle ne baisse que lentement, à mesure que croît la combustion par mètre carré de grille, et est encore de près de 9^{kg} pour l'allure de 200^{kg}.

Beaucoup de points du graphique (*fig.* 3) indiquent des vaporisations supérieures à la moyenne, et leur groupement paraît montrer qu'en réalité la vaporisation normale est supérieure à celle-ci.

Au contraire, les chiffres de vaporisation inférieurs à la moyenne sont inégalement répartis sur le graphique, ce qui semble bien montrer qu'ils sont dus à des causes accidentelles. Le seul groupement de chiffres inférieurs correspond, pour l'allure de 145^{kg}, à des observations de trois jours consé-

cutifs, au bout desquels une visite plus attentive de la chaudière fit constater une déformation du déflecteur, qui obstruait la plus grande partie de la section de passage des gaz dans le faisceau tubulaire, et les dirigeait directement dans la cheminée.

Le combustible employé pour ces essais avait une capacité calorifique de 8190^{cal} environ.

Vaporisation par mètre carré de surface de chauffe totale. — Cette vaporisation a varié suivant les allures de 35^{kg} à 75^{kg} par mètre carré de surface; elle a été de 55^{kg} à l'allure de 150^{kg}, qu'on peut considérer comme l'allure normale en service courant, et s'est élevée à plus de 70^{kg} à l'allure de 200^{kg}.

Vaporisation par mètre carré de surface de chauffe effective. — Cette vaporisation a été plus élevée que la précédente, à laquelle elle est proportionnelle, elle a été de 40^{kg} à 80^{kg} suivant les allures.

Vaporisation par mètre carré de surface de grille. — Cette vaporisation a toujours été considérable, elle a varié de 770^{kg} à 1600^{kg}. A l'allure de 150^{kg}, elle est plutôt un peu supérieure à 1500^{kg}, ce qui correspond à une vaporisation de près de 10^{kg} environ par kilogramme de combustible.

Toutes ces vaporisations sont, bien entendu, des vaporisations brutes, sans les corrections qu'on fait quelquefois, et sans tenir compte du combustible que contiennent les escarbilles. Ce sont des chiffres réalisables pratiquement.

Dépression à la base de la cheminée. — Cette dépression n'a pas dépassé 35^{mm} d'eau à l'allure de 200^{kg}; elle n'a donc rien d'exagéré, et paraît même un peu plus faible que pour les chaudières à tubes d'eau, dont le faisceau est plus dense, et dans lesquelles le parcours des gaz est plus long.

Température à la base de la cheminée. — Cette température a oscillé entre 300° et 400°; dans quelques cas, elle s'est même élevée à 450° et 500°; mais cette élévation était toujours la conséquence de passages directs de gaz chauds à la cheminée causés par la déformation du déflecteur milieu.

On voit que, malgré les nombreux incidents dus à des causes accessoires, les résultats obtenus sont satisfaisants au point de vue de la vaporisation, et ont confirmé ce qu'on savait déjà de la capacité de vaporisation de cette chaudière.

Il reste à examiner les dispositions de celle-ci pour déterminer les modifications à apporter à la chaudière actuelle, qui, construite il y a quelques années, contient des dispositions spéciales, qui ne sauraient exister sur une chaudière destinée à un service régulier, et qui d'ailleurs n'ont pas été reproduites dans les types récents.

Réservoir de vapeur et boîtes à tubes. — La forme courbe du trou d'homme rend difficile la confection du joint de l'autoclave, qui a présenté des fuites fréquentes par suite des inégalités de serrage. Il y aurait intérêt à augmenter le diamètre du réservoir pour augmenter le volume d'eau, et rendre la chaudière moins sensible aux variations d'alimentation.

La forme conique des bouchons de butée des tuyères rend difficile le réglage du recul de celles-ci, en raison des inégalités de l'épaisseur du bourrelet des tubes d'une part, et aussi de l'irrégularité d'enfoncement des bouchons qui dépend de leur serrage.

Tous ces inconvénients sont évités dans les derniers types; le joint du trou d'homme est plan, et l'étanchéité des bouchons est obtenue par un joint plat sous la tête du bouchon, avec interposition d'une rondelle de réglage pour le recul de la tuyère.

La fixation des boîtes sur le réservoir à l'aide de joints serrés par des boulons à ancre, qui donne lieu à des ennuis en raison des inégalités de serrage dues à la présence du faisceau tubulaire, dont l'élasticité tend à faire serrer les joints obliquement, a été heureusement remplacée par de simples rivures.

Robinets d'isolement entre le réservoir et les boîtes. — La présence de robinets à boisseau entre le réservoir et les boîtes à tubes a été une source de difficultés, leur fonctionnement étant rendu difficile par les inégalités de dilatation ou la présence de sels divers. Elle peut même offrir du danger, ainsi que l'a montré l'incident survenu à la boîte n° 1.

A la suite de trois ruptures consécutives de tubes à cette boîte, une enquête m'apprit que quelques jours auparavant le robinet d'isolement n'avait pu être rouvert immédiatement après une chasse à contre-vapeur, et que cette boîte, ainsi que la portion de faisceau tubulaire correspondante, étaient restées exposées au feu sans contenir d'eau.

Le remplacement de ces robinets par des clapets normalement ouverts, et ne se fermant que pendant le temps où l'on agit sur un levier, est donc un véritable perfectionnement.

Il faut ajouter que le bouchage d'un tube dans les boîtes est une opération très facile, mais elle exige que la chaudière ne soit plus sous pression. Peut-être serait-il possible de trouver un dispositif permettant cette opération en marche.

Déflecteurs. — Les déflecteurs disposés sur les rangées de tubes n'ont pas donné d'ennuis, mais il n'en a pas été de même de celui suspendu au milieu du faisceau tubulaire. Ses attaches placées au milieu du courant des gaz chauds et des flammes brûlaient rapidement, d'où déformation et chute du déflecteur, qui venait obstruer partiellement le passage des gaz, et dirigeait ceux-ci directement sur la cheminée sans leur faire traverser le faisceau.

Dans les derniers types, ce déflecteur est, comme les autres, disposé sur une rangée de tubes, il ne peut donc plus se déformer et tomber.

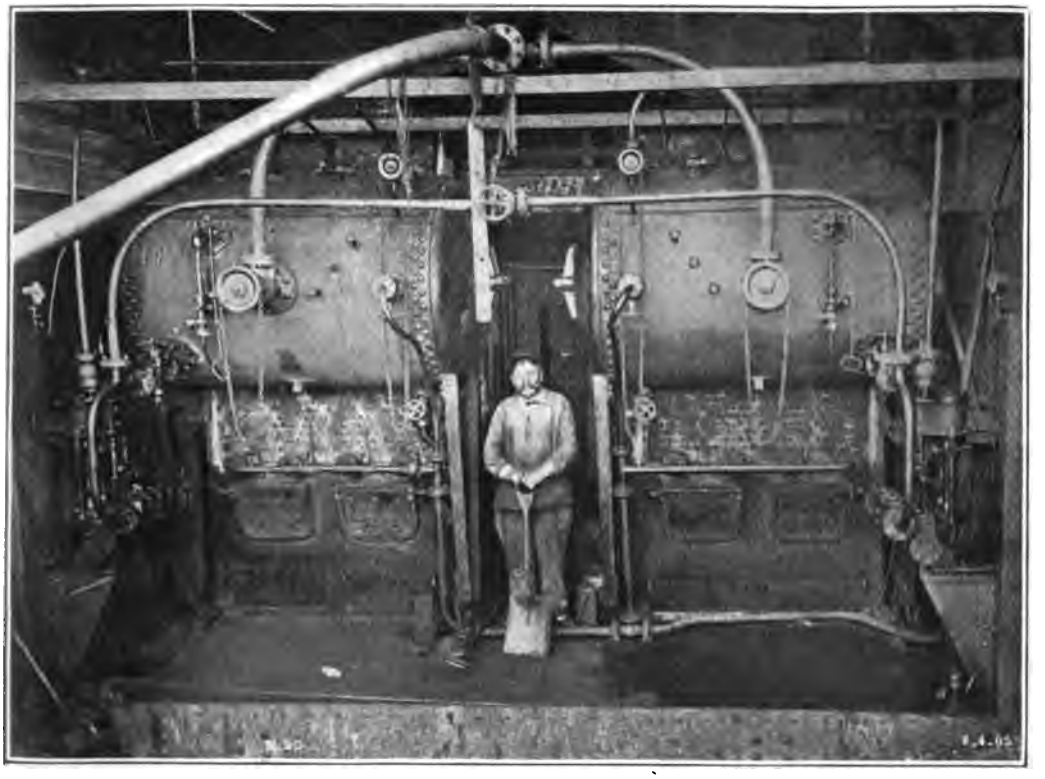
Voûte. — La voûte montée sur piédroits exige des réparations continuelles, et sa présence serait difficilement acceptable dans un service courant; aussi, pour couper court à tous les ennuis auxquels ont donné lieu les chutes partielles ou totales de voûte, celle-ci est-elle dans les types récents suspendue à une rangée de tubes qu'elle enveloppe. Elle ne peut tomber, et son entretien doit être sensiblement réduit.

Il faut ajouter que sur la chaudière d'essai la voûte avait été montée en briques courantes faute de briques de forme, ce qui explique la fréquence des avaries.

Ainsi qu'on peut le voir par cet examen rapide, les derniers types présentent des dispositions bien meilleures que la chaudière d'essai. Le nombre de rangées de tubes y a été porté de 8 à 10, ce qui augmente la surface de chauffe, et amène son rapport à la surface de grille aux proportions usitées.

Sur certaines chaudières, comme celles montées sur la *Provence* (voir *fig.* 3)

Fig. 3.



le diamètre du réservoir a été augmenté, ainsi que de notre côté nous l'avions proposé à M. Grille.

Siccité de la vapeur. — Les dispositions de construction de la chaudière ont pour résultat de donner de la vapeur sèche, la partie supérieure des tubes qui ne contient que peu d'eau entraînée fonctionnant comme un sécheur énergique.

La partie supérieure des tubes n'a pas paru d'ailleurs souffrir de ce régime, et les avaries se sont toujours produites au coup de feu, dans la partie correspondant à l'eau, qui est d'ailleurs exposée au coup de feu.

On peut aisément constater la siccité de la vapeur, qui est d'ailleurs rendue apparente par l'invisibilité qu'elle possède à la sortie du tuyau d'échappement ou des purges.

Marche à l'eau concentrée. — La possibilité de marcher avec de l'eau très concentrée, grâce au nettoyage périodique des tubes, peut être dans certains cas un précieux avantage, et à cet égard la chaudière d'essai qui a fonctionné un temps assez long, près d'un mois, avec de l'eau présentant à la chaudière une concentration de 150^g à 236^g de sel par litre, a montré que cette marche ne produisait ni ébullition tumultueuse ni entraînement d'eau. Ce fait s'explique par la disposition de la chaudière, dans laquelle la vapeur n'a pas de couche d'eau à traverser pour se dégager.

Nettoyage des tubes à contre-vapeur. — Le nettoyage des tubes à contre-vapeur, qui est le grand avantage de ce type de chaudière, a eu, au cours des essais, un effet très net, malgré l'irrégularité des chasses dues aux difficultés de fonctionnement des robinets d'isolement.

On a pu le constater sur des tubes qu'on a coupés, après avoir fait, à l'aide de rondelles gabarits qu'on passait dans les tubes, des constatations intéressantes.

On a toujours pu passer dans les tubes correspondant à la boîte n° 1, la plus fréquemment nettoyée, une rondelle gabarit emmanchée sur une tige flexible ayant $0^{mm},5$ de moins que le diamètre intérieur du tube. Pour les autres boîtes, le diamètre de la rondelle gabarit susceptible de passer diminuait avec la fréquence des chasses à contre-vapeur.

Jusqu'à la dernière période d'essai, les tubes étaient encore ceux qui avaient fonctionné à Indret; mais, à la suite des ruptures successives des tubes de la boîte n° 1, tous ceux de la première rangée, exposés au coup de feu, furent, par prudence, et pour éviter toute chance d'accident de personne, remplacés environ un mois avant la fin des essais.

Ce ne sont donc pas ceux-ci qui ont été coupés, mais ceux de la deuxième rangée, qui sont encore les tubes d'origine. La partie soumise à l'examen a été la portion droite qui précède la partie courbe. Cette portion, très chauffée d'une part, et ne contenant plus beaucoup d'eau de l'autre, est celle où les dépôts sont en plus grande quantité; ils vont ensuite en diminuant jusqu'au niveau de l'eau dans le réservoir. Les tubes examinés ont déjà un nombre

d'heures de fonctionnement considérable. Ils sont d'autant plus propres qu'ils ont été plus fréquemment nettoyés; cependant la différence entre les tubes des boîtes 1 à 4 est faible, ce qui tendrait à prouver qu'il est inutile de faire des chasses trop fréquentes.

Par contre, l'état du tube de la boîte n° 5, peu fréquemment nettoyée, qui est à peu près complètement bouché, fait ressortir l'effet des chasses à contre-vapeur.

En résumé, les essais exécutés ont confirmé les résultats déjà constatés ailleurs, tant au point de vue de la vaporisation que du nettoyage des tubes, et, avec les perfectionnements apportés aux derniers types de chaudière, nous croyons que la chaudière Solignac-Grille présente des avantages aussi bien en ce qui concerne la vaporisation que les dépenses d'entretien, qui doivent être très faibles.

La dureté des essais subis avec un personnel très médiocre, et la bonne vaporisation obtenue montrent qu'avec un personnel entraîné cette chaudière peut être avantageuse dans bien des cas, d'autant plus que son faible encombrement horizontal et même vertical permet de la placer dans des locaux où il serait peut-être difficile d'en placer d'autres à égalité de production.

SUR LA SOUPLESSE DE MANŒUVRE

DES MACHINES MARINES,

PAR M. R. LELONG,
Ingénieur principal du Génie Maritime.

Les bâtiments de guerre modernes, pourvus de chaudières à faible volume d'eau, et d'appareils de mise en train rapides, sont en mesure d'appareiller en un temps très court, de passer sans transition d'une allure à une autre, et de s'arrêter sur une faible longueur, même lorsqu'ils sont lancés à toute vitesse.

Mais de ce que cette rapidité de manœuvre est possible, il ne s'ensuit pas qu'elle doive toujours s'effectuer sans danger. Il est clair, au contraire, que la mise en marche trop précipitée d'une machine insuffisamment réchauffée peut causer des ruptures de cylindres ou de boîtes à tiroir, et que, si l'on ne prend pas certaines précautions, l'arrêt brusque peut donner lieu à des surpressions et à des réactions capables de fatiguer ou même de casser des pièces.

En fait, on recommande aux bâtiments de n'avoir recours aux manœuvres très rapides qu'en cas d'absolue nécessité. Il est cependant important de savoir dans quelle limite les craintes qu'inspirent ces manœuvres sont réellement fondées, et si, moyennant quelques précautions, il n'est pas possible à un bâtiment de manœuvrer très rapidement ses machines sans s'exposer à un danger sérieux. Telle est la question que nous nous proposons d'étudier sommairement dans la présente note.

Appareillage. — L'appareillage comprend deux grandes opérations : la mise en pression des chaudières, et le réchauffage des machines.

Avec les chaudières cylindriques, la première doit être conduite avec une extrême lenteur (3 ou 4 heures), sous peine de fatiguer les assemblages. Avec les chaudières aquitubulaires, on peut, au contraire, sans commettre aucune imprudence, obtenir la mise en pression en 30 minutes environ. Dans ces conditions, le réchauffage des machines est nécessairement la plus longue des deux opérations, celle qui règle, par conséquent, la durée totale de

l'appareillage. Elle doit être conduite avec beaucoup de précaution, en raison de l'importance et de la fragilité des pièces de fonte que renferme la machine. Des différences de température trop accentuées peuvent déterminer au sein de la masse métallique des tensions suffisantes pour provoquer des ruptures. Bien des nervures ont été ainsi cassées par des réchauffages trop brusques. Il est possible cependant de réchauffer rapidement sans commettre d'imprudence, à la condition de multiplier les régions par où pénètre la vapeur chauffante. Si l'on se contente d'envoyer la vapeur dans les enveloppes des cylindres en décollant le registre d'arrivée de vapeur, il faut compter 2 heures au moins pour obtenir un réchauffage suffisant. Encore ce procédé n'est-il pas à recommander; car les boîtes à tiroir se réchauffent beaucoup plus lentement que les cylindres, d'où une fatigue inévitable des conduits de raccordement. On obtient un réchauffage plus régulier et plus rapide en manœuvrant fréquemment la mise en train, ou mieux en disposant des arrivées directes de vapeur chauffante dans les boîtes à tiroir. On peut ainsi réduire à 1 heure environ la durée du réchauffage, ce qui réduit au même temps la durée de l'appareillage, si l'on a une ou deux chaudières allumées d'avance, et si l'on peut commencer le réchauffage par l'intermédiaire du collecteur auxiliaire, pour éviter le temps perdu par le réchauffage du collecteur principal.

Arrêt brusque, et renversement de marche à toute vitesse. — Les dangers auxquels cette manœuvre est susceptible de donner lieu sont une élévation brusque de la pression aux chaudières ou dans les cylindres, et un accroissement notable de l'effort exercé sur la coque. Les bâtiments pourvus de chaudières cylindriques doivent éviter autant que possible ces manœuvres, surtout l'arrêt brusque, en raison des fatigues causées aux assemblages des chaudières par les variations brutales d'intensité de combustion. Les chaudières aquitubulaires sont au contraire à l'abri de cette fatigue; elles permettent en tout cas de passer, sans transition, d'une allure lente à une allure rapide et inversement. Cet avantage est peut-être celui qui a le plus contribué à en généraliser l'emploi pour les bâtiments de guerre. Mais, si les variations d'allure peuvent se faire sans danger avec les chaudières aquitubulaires, elles sont d'une exécution délicate, en raison de la mobilité de la pression, qui expose à des soulèvements fréquents des soupapes de sûreté.

Or, il faut éviter à tout prix ces soulèvements, car la vapeur en s'échappant abîme le portage, et la soupape retombée sur son siège n'est plus parfaitement étanche. Il en résulte une perte d'eau parfois très importante. Il est à remarquer d'ailleurs qu'il n'est pas nécessaire que les soupapes se soulèvent pour occasionner une perte d'eau. Il suffit qu'elles soient sur le point de se soulever. Lorsque la pression qui les applique sur leur siège devient très faible, elles laissent, en général, passer une petite quantité de vapeur, qui se condense dans le tuyautage, et s'écoule dans la cale par la purge de la boîte

des soupapes. C'est là bien souvent l'origine de pertes d'eau très appréciables. Il importe donc d'empêcher, autant que possible, la pression aux chaudières de s'élever trop près du timbre. Peut-être y aurait-il intérêt, à ce point de vue, à augmenter les valeurs actuellement admises pour la surcharge de pression entre les machines et les chaudières. Il ne semble pas qu'une augmentation de 3^{kg} ou 4^{kg} par rapport aux pressions actuelles soit de nature à compliquer la construction, ou à accroître d'une façon notable le poids des modèles actuels de chaudières aquitubulaires. On augmenterait encore la sécurité sans grande complication en ajoutant une petite soupape avertisseuse actionnant un sifflet, et se soulevant à 2^{kg} ou 3^{kg} de pression au-dessous du timbre. Cette soupape de très petite dimension évacuerait, bien entendu, au condenseur.

Examinons maintenant l'influence exercée sur les machines par une variation brusque d'allure. Supposons que, la machine étant lancée en avant à toute vitesse, on veuille stopper brusquement. On doit alors, soit fermer le registre de vapeur, soit ramener la mise en train au stop, soit effectuer ces deux manœuvres simultanément. Si l'on se borne à fermer le registre de vapeur, la manœuvre n'offre aucun danger; mais la machine obéit très lentement; sous l'impulsion de la vitesse restante du navire, l'hélice devient motrice, et la machine continue pendant un temps assez appréciable à tourner lentement. De plus si, après une hésitation, on veut renverser la marche pour casser l'erre du navire, la machine stoppe dès qu'on manœuvre la mise en train; mais, la résistance de l'hélice étant alors relativement très grande, et les réservoirs intermédiaires s'étant vidés au condenseur, le départ en arrière peut être lent et difficile à obtenir.

Supposons qu'au contraire, sans fermer le registre de vapeur, on ramène la mise en train au stop, puis sur la marche arrière, on obtiendra l'arrêt d'un façon bien plus rapide, et, si l'on veut renverser la marche, les réservoirs intermédiaires ayant conservé leur pression, le moment moteur initial aura une valeur suffisante pour assurer immédiatement le départ. Le renversement de la marche offre d'ailleurs l'avantage de provoquer une dépense de vapeur, qui empêche la pression de s'élever trop rapidement aux chaudières. Bref, lorsqu'on veut arrêter rapidement un navire, il convient de ne pas toucher au registre de vapeur, et de manœuvrer la mise en train en passant, sans transition, de la marche avant à la marche arrière. Il reste maintenant à examiner si cette manœuvre ne risque pas de causer des avaries à la machine.

Cherchons à apprécier les valeurs maxima des pressions qui règnent dans les cylindres.

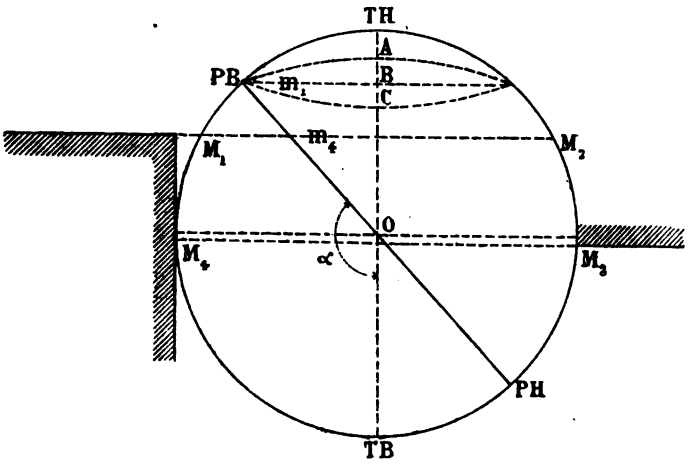
Tout d'abord il faut prévoir que, le débit de vapeur diminuant jusqu'à devenir nul, la pression aux chaudières, qui risque alors de monter à celle du timbre, s'établit dans tout le tuyautage, et jusque dans le cylindre HP, s'il n'y a pas de détendeur muni d'une soupape de sûreté chargée à une pression plus basse. Mais ces conditions n'ont rien d'anormal. Les machines doivent

être calculées de manière à les supporter sans danger, car elles peuvent toujours se produire au moment de la mise en marche.

Lorsqu'on ramène la mise en train de l'introduction maximum à la position stop, avec les mécanismes de distribution en usage, la compression prend une valeur croissante. Il est facile d'apprécier approximativement, d'après l'épure circulaire, la valeur maximum de la pression qui tend à s'établir ainsi dans le cylindre.

Traçons cette épure pour la régulation correspondant à l'introduction maximum. Soient (*fig.* 1) les points du cercle :

Fig. 1.



M_1 correspondant à l'avance à l'admission.
M_2 correspondant à la fin de l'admission.
M_3 correspondant à l'avance à l'évacuation.
M_4 correspondant au début de la compression.

Soient ε le rapport de volume de l'espace mort au volume du cylindre, p, P les pressions correspondant aux points M_4, M_1.

On a, en supposant la compression hyperbolique,

$$\frac{P}{p} = \frac{\dfrac{m_4 PB}{PB.PH} + \varepsilon}{\dfrac{m_1 PB}{PB.PH} + \varepsilon};$$

d'où

$$\frac{P - p}{p} = \frac{m_4 m_1}{\dfrac{m_1 PB}{PB.PH} + \varepsilon}.$$

On sait que, lorsqu'on ramène la mise en train au stop, le point PB pour les régulations intermédiaires se déplace sur une courbe, qui affecte la forme

A dans le cas de coulisses à bielles décroisées,
B » du système Marshall,
C » de coulisses à bielles croisées.

On voit immédiatement sur l'épure que la valeur maximum du rapport $\frac{P-p}{p}$ correspond au cas de coulisses à bielles croisées, et pour la position stop. Il est d'ailleurs facile de vérifier la valeur exacte de ce rapport pour une machine déterminée sur l'épure sinusoïdale même.

Si l'on remarque d'autre part qu'avec les dispositions usuelles les pressions aux réservoirs intermédiaires changent très peu lorsqu'on manœuvre la mise en train sans modifier la pression initiale d'admission, on peut évaluer la valeur maximum de la pression, qui peut ainsi s'établir dans un cylindre, en admettant qu'à l'instant où la machine arrive à la position stop, la machine, sous l'impulsion de l'hélice devenue motrice et des forces d'inertie, continue à tourner en arrière.

Or il existe des machines pourvues de coulisses à bielles croisées, dont l'admission ne découvre pas à la position stop (m_1PB = o), et où, par suite, aux cylindres MP et HP, la pression P est susceptible de prendre une valeur notablement supérieure à la pression d'admission. Il importe donc d'examiner avec attention la régulation correspondant à la position stop. Nous ajouterons d'ailleurs que la plupart des machines de construction récente sont à ce point de vue dans des conditions franchement satisfaisantes [1].

Lorsqu'on dépasse la position stop, la machine, continuant à tourner en avant, fonctionne à contre-vapeur. Le cylindre BP aspire la vapeur au condenseur, et la refoule à la chaudière par l'intermédiaire des autres cylindres. Mais, si l'on remarque que l'aspiration se fait à une pression très basse, et que la machine tourne alors lentement, on voit que le poids de vapeur ainsi refoulé est relativement très faible; les chaudières et leur tuyautage se trouvent à peu près dans les mêmes conditions de pression que pour la position stop.

D'autre part le rapport $\frac{P-p}{p}$ diminue. Les surcharges de pression dans les cylindres sont donc moins à craindre que dans la position stop.

Il nous reste enfin à examiner les réactions exercées sur le palier de butée. Tant que la machine est motrice, la poussée de l'hélice ne peut dépasser la valeur $\frac{M \times 2\pi}{H}$, M étant le moment moteur maximum sur l'arbre, et H le pas de l'hélice. Tous les paliers peuvent supporter cette réaction. Lorsque l'hélice est motrice, on ne peut rien affirmer de précis, mais il est vraisemblable que la poussée est toujours notablement inférieure à ce chiffre, en raison de la limite imposée par la cavitation.

En fait, on constate que, dans le changement de marche exécuté rapidement, l'arrière du navire éprouve des secousses quelquefois importantes.

---

[1] Les soupapes de boîtes à tiroir imaginées par M. Normand pour les machines de torpilleurs exercent à ce point de vue une influence très salutaire.

Ces secousses sont dues vraisemblablement aux vibrations de l'hélice, qui pour la marche arrière est moins bien tracée et moins bien disposée que pour la marche avant, et au mode de transmission à la coque de l'effort exercé sur le palier de butée, qui est également moins favorable pour la marche arrière que pour la marche avant. Toutefois il ne semble pas que pour un bâtiment dont la charpente est normalement construite il puisse résulter de ces vibrations, dont la durée est d'ailleurs très courte, une cause de fatigue importante pour la coque.

En somme la difficulté la plus grande que l'on rencontre pour arrêter un navire lancé à toute vitesse provient de la période pendant laquelle les chaudières ne débitent plus de vapeur. C'est pourquoi il est bon de réduire cette période autant que possible, en passant directement de la marche avant à la marche arrière, sans s'arrêter à la position stop.

Néanmoins les quelques secondes pendant lesquelles le débit de vapeur se trouve interrompu sont suffisantes pour élever la pression jusqu'au timbre, et déterminer le soulèvement des soupapes de sûreté. On peut éviter cet inconvénient en manœuvrant la décharge directe de vapeur au condenseur. Il est bon à ce point de vue de disposer le robinet-vanne correspondant auprès de la mise en train. On n'ose pas, bien souvent, se servir de cette décharge directe, parce qu'on craint l'ébranlement produit par l'arrivée de vapeur vive sur les tubes de condenseur. Il semble qu'on puisse écarter à ce point de vue tout danger par des écrans bien disposés, ou mieux en faisant déboucher le tuyau de décharge directe dans le tuyau d'évacuation de la machine principale à la sortie du cylindre BP. A un autre point de vue, l'usage de la décharge directe procurerait un avantage sérieux, en permettant de ne pas fermer brusquement les cendriers alors que les feux sont en pleine activité, ce qui encrasse les grilles, et gêne pour pousser ensuite activement les feux.

Conclusion. — Les principales précautions à prendre pour permettre à un navire d'user sans danger de toute la souplesse de manœuvre permise par ses appareils consistent : 1° à ménager une chute de pression notable entre le timbre des chaudières et la pression de marche des machines;

2° A disposer la décharge directe des chaudières au condenseur de façon qu'on puisse la manœuvrer du poste de la mise en train;

3° A déterminer la régulation correspondant à la position stop de façon qu'il ne puisse s'établir de contre-pression dangereuse dans les cylindres.

Si ces précautions sont bien prises, les renversements de marche, même à toute vitesse, n'offrent aucun danger sérieux, et peuvent même s'effectuer sans aucun accident, si la manœuvre est exécutée avec méthode par un personnel bien organisé.

ÉTUDE SUR LES CONDENSEURS A SURFACE.

CALCUL RATIONNEL DE CES APPAREILS,

PAR M. BASSETTI,
Ingénieur civil des Constructions navales.

Un condenseur à surface est constitué, en principe, par un récipient de forme quelconque, traversé par un faisceau de tubes minces, où circule un courant d'eau froide; la vapeur d'échappement des machines est amenée dans ce récipient par un tuyautage spécial, et s'y condense au contact des tubes sans cesse refroidis par le courant d'eau.

Le condenseur sert, tout à la fois, à récupérer l'eau douce nécessaire au bon fonctionnement des appareils évaporatoires, et à maintenir une contre-pression, inférieure à la pression atmosphérique, sous les pistons BP.

Pour que ce double but soit atteint, il est nécessaire que le condenseur soit convenablement proportionné par rapport à la machine, dont il est un organe important, quoique distinct; malheureusement il n'en est généralement pas ainsi : les règles, purement empiriques, dont on se sert pour calculer un condenseur, sont très élastiques; par exemple, la surface réfrigérante par cheval varie sur des bâtiments modernes de $0^{m^2},150$ à $0^{m^2},070$, et l'eau de circulation de 650 à 245 litres, sans qu'il y ait aucune relation entre ces nombres; les condenseurs ayant la plus grande surface réfrigérante étant en même temps ceux qui sont le plus abondamment pourvus d'eau de circulation, ce qui est absolument contraire à la logique.

Il en résulte que certains navires ont des condenseurs deux fois trop grands sans aucun avantage, car on sait qu'avec les machines des navires de guerre modernes, où l'on accepte de fortes pertes de charge dans le tuyautage d'échappement, il est inutile de chercher à avoir un très bon vide au condenseur [1].

[1] Voir l'*Étude sur les appareils de condensation* de M. l'ingénieur LELONG dans le *Bulletin de l'Association Technique Maritime* de l'année 1903, p. 169.

Comme, d'autre part, les appareils de condensation sont très encombrants, et pèsent un poids notable, il nous a paru intéressant de chercher une loi théorique de leur fonctionnement, qui permette de les calculer d'une manière rationnelle, et d'éviter ainsi les exagérations dont on a de nombreux exemples.

Exposé du problème. — Les échanges de chaleur entre la vapeur d'échappement et l'eau de circulation se font successivement de trois manières différentes :

1° Transmission de la chaleur de la vapeur à la paroi externe du tube;

2° Transmission de la chaleur de la paroi externe à la paroi interne du tube;

3° Transmission de la chaleur de la paroi interne du tube à l'eau de circulation.

Dans le cas où le condenseur ne renferme que très peu d'air, et où ses tubes sont propres (nous supposerons toujours que ces conditions sont remplies), on peut admettre que la transmission de la chaleur se fait instantanément de la vapeur au tube.

De même, on peut admettre que les parois externe et interne du tube sont tout le temps à la même température, étant donné que les tubes de condenseur n'ont généralement qu'un millimètre d'épaisseur, et qu'ils sont en laiton, corps très bon conducteur de la chaleur.

Il ne reste donc qu'à étudier la transmission de la chaleur de la paroi interne du tube à l'eau de circulation.

Refroidissement d'un corps chaud par un courant fluide faiblement conducteur. — Un courant fluide, faiblement conducteur, et animé d'une certaine vitesse (par un moyen mécanique quelconque) refroidit un corps solide, qui y est immergé, par convection; les filets fluides qui contournent le corps prennent sa température, à son contact, pour la communiquer partiellement aux filets voisins de proche en proche; ces divers filets, dans leur mouvement de translation, emportent constamment de la chaleur loin du corps.

D'ailleurs, dans le cas de l'eau et de la plupart des fluides, qui sont mauvais conducteurs de la chaleur, cette transmission s'amortit très rapidement; les filets fluides les plus voisins du corps ont seuls une action efficace.

Les températures θ_1 du fluide, en chaque point de l'espace, sont permanentes, et régies par l'équation indéfinie

$$C\left(u\frac{\partial\theta_1}{\partial x}+v\frac{\partial\theta_1}{\partial y}+w\frac{\partial\theta_1}{\partial z}\right)=K\left(\frac{\partial^2\theta_1}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\theta_1}{\partial y^2}+\frac{\partial^2\theta_1}{\partial z^2}\right),$$

où x, y, z sont les coordonnées d'un point quelconque du fluide, u, v, w les composantes de la vitesse de la particule fluide qui passe en ce point, C la chaleur spécifique du fluide, et K son coefficient de conductibilité calorifique.

Cette équation, que l'on a l'habitude d'écrire symboliquement

$$C\theta'_1 = K\Delta_2\theta_1,$$

se nomme l'*équation des températures;* ce n'est, au fond, que l'équation des forces vives, écrite en tenant compte, tout à la fois, des mouvements visibles et des mouvements internes.

Fourier, au commencement du siècle dernier, avait pu intégrer cette équation, dans le cas spécial où le corps à refroidir est un plateau infiniment mince et de longueur indéfinie.

Tout récemment, M. Boussinesq, membre de l'Académie des Sciences, a pu intégrer l'équation des températures dans le cas d'un corps quelconque, grâce à un artifice ingénieux de calcul, qui consiste à substituer des coordonnées curvilignes aux coordonnées ordinaires. On trouve l'exposé complet de ce travail dans les *Comptes rendus de l'Académie des Sciences* (nos des 9 et 16 mai 1904).

Une fois la loi des températures connue, on en déduit le *pouvoir refroidissant du courant,* c'est-à-dire la quantité de chaleur que le courant enlève au corps dans l'unité de temps.

M. Boussinesq, dans l'étude précitée, considère un corps convexe immergé dans un courant fluide indéfini; nous admettrons que les résultats obtenus s'appliquent aussi au cas où le corps affecte la forme d'un tube, dans lequel le courant circule; cette hypothèse n'a rien d'invraisemblable, étant donné le peu d'efficacité des filets fluides éloignés du corps.

On a alors, pour le pouvoir refroidissant du courant à la seconde,

$$\textit{Pouvoir refroidissant} = 2\theta D_0\sqrt{\pi KCVL},$$

θ excès de la température du tube sur la température de l'eau à l'entrée;
D_0 diamètre intérieur du tube;
L longueur totale parcourue par l'eau de circulation;
V vitesse de l'eau de circulation;
C chaleur spécifique de l'eau de circulation;
K conductibilité calorifique de l'eau de circulation;

les unités étant : le centimètre, la petite calorie, la seconde et le degré centigrade.

On voit que L est la longueur d'un tube multipliée par le nombre de parcours que fait l'eau dans le condenseur; s'il y a N tubes par parcours, le pouvoir refroidissant Q du condenseur, à l'heure, sera

$$Q = \left(\frac{3600 \times 2\sqrt{\pi KC}}{1000}\right)\theta N D_0\sqrt{VL},$$

Q étant exprimé en grandes calories.

Mais, si l'on désigne par S la *surface réfrigérante,* extérieure aux tubes,

totale, par l le *débit de la pompe de circulation* à la seconde, et par D le diamètre extérieur d'un tube, on a

$$l = \frac{\pi}{4} D_0^2 N V,$$

$$S = \pi D N L;$$

d'où l'on tire

$$\sqrt{NV} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{\sqrt{l}}{D_0},$$

$$\sqrt{NL} = \frac{1}{\sqrt{\pi}} \frac{\sqrt{S}}{\sqrt{D}}.$$

Le produit de ces deux égalités donne

$$N\sqrt{VL} = \frac{2}{\pi} \frac{\sqrt{lS}}{D_0 \sqrt{D}}.$$

Remplaçant dans l'équation du *pouvoir refroidissant,* il vient

$$Q = \left(\frac{3600 \times 4\sqrt{KC}}{1000\sqrt{\pi}}\right) \frac{0}{\sqrt{D}} \sqrt{lS}.$$

C'est l'équation fondamentale donnant le pouvoir refroidissant d'un condenseur.

Valeurs numériques de C *et* K. — La chaleur spécifique de l'eau de mer est d'environ

$$C = 0,97.$$

L'eau, comme tous les liquides à l'exception du mercure, conduit mal la chaleur; il en résulte que sa *conductibilité calorifique* a une valeur très faible, très délicate à déterminer exactement; si l'on prend pour K la valeur 0,0012, que certains traités de physique indiquent pour l'eau stagnante, on trouve des résultats beaucoup trop faibles, qui ne coïncident pas avec la pratique.

Nous avons préféré déduire la valeur de K d'expériences faites par Ser [1]; dans ces expériences, de l'eau froide circulait à l'intérieur d'un tube de cuivre rouge ayant pour dimensions :

Longueur	314 mm
Diamètre	10
Épaisseur	1

Ce tube était chauffé extérieurement par de la vapeur à 100°; dans chaque expérience on mesurait exactement le débit et la vitesse de l'eau de circu-

[1] *Voir* SER, *Physique industrielle.*

lation, ainsi que le nombre de calories qu'elle avait gagné en passant dans le tube. La moyenne des valeurs de K données par ces expériences est

$$K = 0,0032.$$

Nous adopterons ce nombre, faute de mieux, en attendant que des physiciens l'aient déterminé avec toute l'exactitude désirable.

Valeurs numériques de θ. — Si l'on désigne par T la température moyenne intérieure du condenseur, et par t_0 la température de l'eau de circulation à l'entrée, c'est-à-dire la température de la mer, on a

$$\theta = T - t_0.$$

En supposant très faible la quantité d'air contenue dans le condenseur, la température T est celle qui correspond à la pression de la vapeur dans le condenseur, pression indiquée par le manomètre de vide; les tables relatives à la vapeur d'eau donnent ces températures.

La température t_0 de la mer, à quelques mètres au-dessous de la surface, est très variable suivant les époques et les lieux; dans les mers Européennes on peut admettre qu'en moyenne

$$t_0 = 15^\circ.$$

Entre les tropiques, la température de la mer est à peu près la même que celle de l'air; à l'équateur, dans l'Océan Atlantique, la température de l'eau est de 25°.

Il peut y avoir d'ailleurs des températures encore plus élevées; l'eau du Gulf-Stream peut atteindre 27°; le *Château-Renault,* dans des relevés faits à Colombo et à Saïgon, a trouvé 29°.

Diamètres des tubes de condenseurs. — Les tubes de condenseurs sont généralement en laiton étamé; en France, le diamètre extérieur de ces tubes est de 20^{mm} ou, plus fréquemment, de 16^{mm}; en Angleterre, les tubes les plus employés ont $\frac{3}{4}$ de pouce, soit sensiblement 19^{mm}, c'est également le diamètre adopté à bord des grands transatlantiques Allemands; on a donc :

D.	$\sqrt{D}$.
cm	
2,00	1,414
1,90	1,378
1,60	1,265

Discussion de l'équation du pouvoir refroidissant. — Si l'on remplace C et K par leurs valeurs, indiquées précédemment, l'équation du pouvoir refroi-

dissant peut se mettre sous la forme simple

$$(1) \qquad Q = 0{,}45 \frac{\theta}{\sqrt{D}} \sqrt{lS} \quad (^1).$$

Cette équation donne le nombre de grandes calories qu'un condenseur, ayant une surface réfrigérante S, et qui est traversé par un courant d'eau dont le débit par seconde est l, peut absorber par heure; l'excès de la température du condenseur sur la température de la mer étant θ, et le diamètre extérieur des tubes étant D.

Dans cette relation, D est exprimé en centimètres, S en centimètres carrés, l en centimètres cubes, et θ en degrés centigrades.

Le terme $\sqrt{D}$ ne variant jamais beaucoup, on voit qu'on peut énoncer la loi suivante :

Pour une température θ donnée, le pouvoir refroidissant d'un condenseur est sensiblement proportionnel à la moyenne géométrique de la surface réfrigérante et du débit de la pompe de circulation.

On peut trouver une confirmation pratique de cette loi dans la remarque suivante, extraite du *Manuel de construction de machines* de M. Seaton : « ... Il semble donc que pour maintenir constante la température du condenseur, en condensant une quantité donnée de vapeur avec de l'eau de mer à une température donnée, la quantité d'eau doit être (approximativement) inversement proportionnelle à la surface réfrigérante... ».

C'est dire que le produit lS doit être constant; c'est également ce qu'indique la formule (1).

Le nombre de parcours, que fait l'eau de circulation dans le condenseur, ne figure pas dans l'équation (1); il semble donc en résulter qu'un seul parcours est la solution la plus avantageuse, car on réduit ainsi notablement les frottements.

La formule (1) montre aussi que les tubes de 16^{mm} sont plus avantageux que ceux de 20^{mm}, le pouvoir refroidissant étant dans le premier cas de 12 pour 100 supérieur à ce qu'il est dans le second; il serait intéressant de faire des expériences pour voir si la pratique confirme ce fait.

Abaque du pouvoir refroidissant d'un condenseur. — L'équation

$$(1) \qquad Q = 0{,}45 \frac{\theta}{\sqrt{D}} \sqrt{lS}$$

peut s'écrire :

$$Q^2 = \theta^2 \left(\frac{0{,}202\,S}{D} \right) l.$$

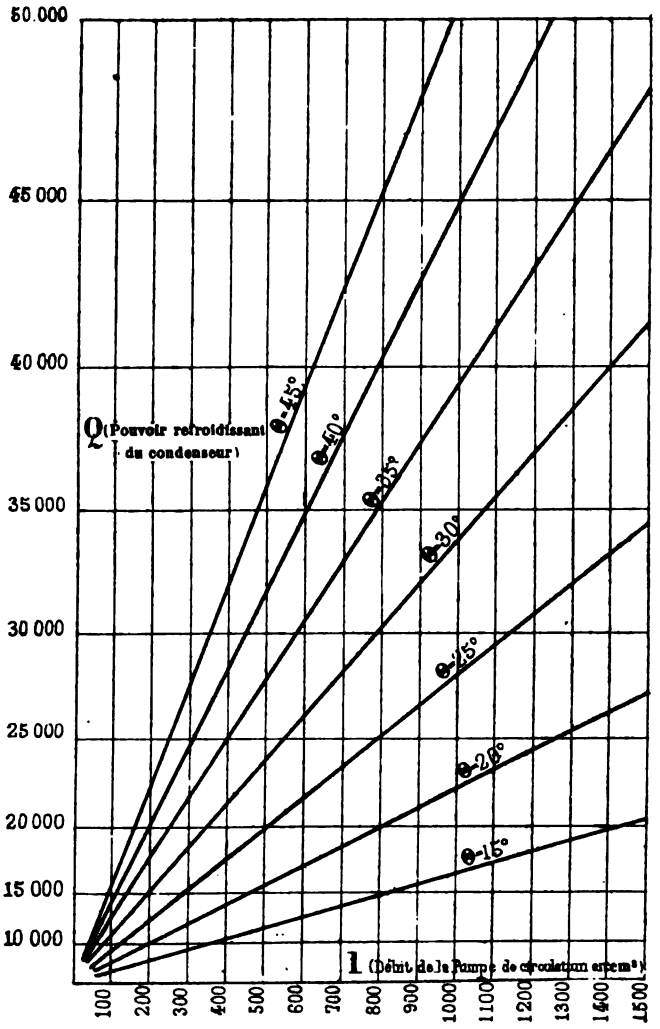
(1) Si l'eau de circulation est de l'eau douce, on prendra 0,46 pour le coefficient, au lieu de 0,45.

Pour un condenseur donné, le terme entre parenthèses est une constante de l'appareil, que l'on peut désigner par k, et l'on a

$$Q^2 = (\theta^2 k) l.$$

C'est la relation qui lie Q et l; pour une température θ donnée, cette

Fig. 1.



relation peut être représentée par une parabole; on peut ainsi tracer un abaque, caractéristique du condenseur considéré, en portant en abscisses les l et en ordonnées les Q, et en traçant les diverses paraboles correspondant aux diverses valeurs de θ.

Mais il est plus simple de tracer une anamorphose de ce réseau de para-

boles, en portant les l en abscisses, et en graduant l'échelle des ordonnées comme la suite naturelle des racines carrées des nombres, chaque degré de l'échelle représentant une valeur de Q. Le réseau de paraboles se transforme alors en faisceau de droites passant par l'origine.

On voit ci-dessus (*fig.* 1) un abaque de ce genre, relatif à un condenseur ayant une surface réfrigérante de 1^{m^2} et des tubes de 16^{mm}.

Propriété auto-régulatrice des condenseurs. — L'équation du pouvoir refroidissant :

$$Q = 0{,}45 \frac{\theta}{\sqrt{D}} \sqrt{lS}, \tag{1}$$

met en évidence une propriété remarquable des condenseurs. Supposons que dans une première phase un condenseur fonctionne régulièrement, puis que, brusquement, à un certain moment, la quantité de vapeur qui échappe à ce condenseur augmente; elle passe, par exemple, du simple au double.

Le pouvoir refroidissant du condenseur est alors trop faible, et une partie de la vapeur n'est plus condensée, il en résulte que la pression augmente rapidement dans le condenseur; mais, en même temps que la pression augmente, il se produit une augmentation de la température T du condenseur, et il en résulte que θ et Q augmentent aussi en même temps.

Le pouvoir refroidissant allant sans cesse en augmentant, il arrive un moment où il devient suffisant pour condenser toute la vapeur qui afflue au condenseur, et à partir de ce moment commence une deuxième phase où l'appareil marche régulièrement, en condensant une quantité de vapeur double de celle qu'il condensait dans la première phase; le seul changement qui en résulte est une augmentation notable de la pression dans le condenseur.

Il est probable que cette propriété des condenseurs est la raison pour laquelle ces appareils fonctionnent, généralement, d'une façon satisfaisante en tant que récupérateurs d'eau douce, même lorsqu'ils sont trop petits.

Quantité de chaleur à absorber pour condenser la vapeur d'échappement. — On peut remarquer que les calories communiquées à l'eau dans la chaudière se partagent en calories transformées en travail par la machine, et en calories cédées au condenseur, en négligeant les pertes par rayonnement, etc.; on peut donc écrire

$$\lambda = x + \frac{1}{E}\mathfrak{T} + q_c,$$

λ étant la chaleur totale d'échauffement et de vaporisation de 1^{kg} d'eau à la température de la chaudière, x la quantité de chaleur à absorber par le condenseur, $\mathfrak{T}$ le travail effectué par kilogramme de vapeur, E l'équivalent

mécanique de la vapeur, et q_c le nombre de calories nécessaires pour amener 1^{kg} d'eau de 0° à la température T du condenseur.

On tire de l'équation ci-dessus :

$$x = \lambda - \frac{1}{E}\mathfrak{T} - q_c.$$

Mais on peut admettre que pour de la vapeur, supposée saturée sèche :

$$\lambda = 606{,}5 + 0{,}305\tau,$$
$$q_c = T,$$

τ étant la température de la chaudière; on a en outre :

$$\frac{1}{E}\mathfrak{T} = \frac{75 \times 3600}{423{,}5\,t'} = \frac{637.5}{t'} \quad (^1),$$

en désignant par P le poids de vapeur consommé par la machine par heure et par cheval.

Remplaçant dans l'équation ci-dessus, on a donc

$$x = 606{,}5 + 0{,}305\tau - \frac{637.5}{P} - T.$$

Le nombre de calories, à absorber par le condenseur, est donc

$$(2) \qquad Q = [P(606{,}5 + 0{,}305\tau - T) - 637{,}5]F,$$

Q étant le pouvoir refroidissant du condenseur, et F la puissance en chevaux.

Détermination des dimensions d'un condenseur. — Si l'on élimine Q entre les équations (1) et (2), il vient

$$[P(606{,}5 + 0{,}305\tau - T) - 637{,}5]F = 0{,}45\frac{\theta}{\sqrt{D}}\sqrt{lS}.$$

D'où l'on tire

$$(3) \qquad \sqrt{lS} = \frac{\sqrt{D}}{0{,}45\theta}[P(606{,}5 + 0{,}305\tau - T) - 637{,}5]F.$$

Cette relation (3) permet de calculer les dimensions du condenseur en fonction des données du problème. A titre d'exemple, supposons que l'on ait

$$D = 16^{mm},$$
$$P = 7^{kg},$$
$$\tau = 215^{\circ},$$
$$T = 54^{\circ},$$
$$t_0 = 15^{\circ}.$$

---

(1) En prenant E = 423,5 suivant la détermination de Joule.

D'où il résulte que

$$\theta = 39^\circ.$$

La formule (3) donne par cheval (en faisant $F = 1$)

$$\sqrt{lS} = 266.$$

Cette solution est très ordinaire au point de vue pratique, ainsi que l'on peut s'en rendre compte par l'examen du tableau suivant :

	l.	S.	$\sqrt{lS}$.
	cm²	cm²	
Gueydon	68	692	217
Carnot	73,4	990	270
D'Iberville	84,5	900	276
Du Chayla	83,4	970	284
Isly	85,4	1140	312
Casabianca	109	920	317
Brennus	85	1240	325
Cassini	100	1120	335
Tage	134	1510	450

Il ne faut pas oublier d'ailleurs que les débits de pompes de circulation ne sont jamais connus exactement; il en résulte que les chiffres, indiqués dans le tableau ci-dessus, n'ont qu'une exactitude relative.

La solution de la formule (3), élevée au carré, donne

$$lS = 70756.$$

On peut prendre, par exemple,

$$l = 88^{cm^2},4,$$
$$S = 800^{cm^2}.$$

C'est-à-dire une surface réfrigérante de $0^{m^2},08$ par cheval, avec un débit de 320^l, environ, d'eau de circulation à l'heure.

Si le navire est destiné à des navigations continues dans les mers tropicales, on peut admettre que $t_0 = 25^\circ$, et alors

$$\theta = 29^\circ.$$

Si l'on conserve aux autres données du problème les mêmes valeurs que précédemment, il vient

$$\sqrt{lS} = 357,5.$$

Soit

$$lS = 127806.$$

Avec une surface réfrigérante de $0^{m^2},08$ par cheval, il faut porter le débit de la pompe de circulation à 578^l d'eau par cheval-heure.

Ces chiffres montrent l'énorme influence de la température de la mer sur le fonctionnement du condenseur.

Les conclusions pratiques qui résultent de la relation (3) peuvent s'énoncer en peu de mots :

1° Pour un navire de commerce, et principalement sur un cargo-boat, où la place ne manque pas, il sera avantageux, au point de vue économique, d'installer un condenseur très grand, et une petite pompe de circulation; par exemple, on pourra porter la surface réfrigérante par cheval à $0^{m^2},20$, avec un débit de 127^l d'eau de circulation par cheval-heure.

2° Inversement, à bord d'un navire de guerre, où l'on est toujours très gêné, on installera de petits condenseurs, et de puissantes pompes de circulation; on prendra, par exemple, une surface réfrigérante de $0^{m^2},05$ par cheval, et un débit de 508^l d'eau de circulation par cheval-heure.

3° Enfin sur les navires ayant des turbines à vapeur comme appareil moteur, il y aura lieu de calculer l'appareil de condensation de manière à avoir un très bon vide.

Amélioration du vide aux petites marches. — En général on constate que la pression dans le condenseur est plus faible aux petites marches que dans la marche à outrance; le vide s'améliore aux faibles allures. Il est facile d'établir ce résultat par le calcul.

Dans l'exemple, précédemment choisi, nous avons supposé que $T = 54°$, ce qui correspond à une pression dans le condenseur d'environ $0^{kg},150$.

Voyons ce que deviendra cette pression dans une marche réduite au quart de la puissance, en supposant que le débit de la pompe de circulation soit réduit en même temps au tiers de ce qu'il était précédemment.

Pour la marche à outrance, on a par cheval

$$P[606,5 + 0,305\tau - T] - 637,5 = 0,45\frac{(T - t_0)}{\sqrt{D}}\sqrt{lS}.$$

Et pour la marche réduite

$$P'[606,5 + 0,305\tau' - T'] - 637,5 = 0,45\frac{(T' - t_0)}{\sqrt{D}}\sqrt{\frac{4}{3}lS}.$$

Car on peut remarquer que

$$l' = \frac{l}{3}, \qquad S' = 4S.$$

Résolvant par rapport à T', il vient :

$$T' = \frac{\sqrt{3}\theta[P'(606,5 + 0,305\tau') - 637,5] + 2t_0[P(606,5 + 0,305\tau - T) - 637,5]}{\sqrt{3}\theta P' + 2[P(606,5 + 0,305\tau - T) - 637,5]}.$$

Si l'on suppose

$$P = 7^{kg}, \qquad P' = 6^{kg},$$
$$\tau = 215°, \qquad \tau' = 200°,$$
$$T = 54°, \qquad \tau_0 = 15°, \qquad \theta = 39°.$$

La relation ci-dessus donne

$$T' = 43^\circ,4,$$

soit une pression au condenseur d'environ $0^{kg},090$.

A titre d'exemples pratiques, on peut donner les résultats suivants relevés au cours d'essais de croiseurs anglais.

	Hermes. Machine bâbord		*Highflyer.* Machine tribord		*Proserpine.* Machine bâbord	
Allure.....	maxima.	réduite.	maxima.	réduite.	maxima.	réduite.
Puissance.....	4620^{chx}	1043^{chx}	5335^{chx}	1094^{chx}	3558^{chx}	1925^{chx}
Pression au condenseur...	$0^{kg},163$	$0^{kg},101$	$0^{kg},150$	$0^{kg},118$	$0^{kg},197$	$0^{kg},112$
Température τ.....	211°	196°	215°	200°	»	»

Échauffement de l'eau de circulation. — L'eau de circulation entre à la température t_0 dans le condenseur; on peut se proposer de calculer quelle est sa température t lorsqu'elle en sort. Cette eau absorbant Q calories par heure, on a

$$\frac{0,97 \times 1,026 \times 3600\,l}{1000}(t - t_0) = Q,$$

soit, en remplaçant Q par sa valeur donnée par la relation (1) :

$$\frac{0,97 \times 1,026 \times 3600\,l}{1000}(t - t_0) = 0,45\,\frac{\theta}{\sqrt{D}}\sqrt{lS}.$$

D'où l'on tire

$$t = t_0 + 0,125\,\frac{\theta}{\sqrt{D}}\sqrt{\frac{S}{l}}. \tag{4}$$

Dans le cas de l'exemple, traité précédemment, où l'on avait

$$D = 16^{mm}, \quad S = 800^{cm^2}, \quad l = 88^{cm^2},4, \quad \theta = 39^\circ, \quad t_0 = 15^\circ,$$

on aura

$$t = 26^\circ,5.$$

La température de l'eau de circulation s'est donc accrue de

$$(t - t_0) = 11^\circ,5$$

en traversant le condenseur.

En général on néglige, durant les essais, de relever les températures de l'eau de circulation à l'entrée et à la sortie du condenseur; cependant, dans son *Cours de machines marines,* M. le Directeur du Génie maritime Bertin cite le cas des deux paquebots, *Iona* et *Ville-de-Douvres,* où l'on a trouvé 11°,3 et 12°,7 pour valeurs de $(t - t_0)$.

Durant un essai d'une machine à triple expansion actionnant une pompe pour le service des eaux de la ville de Saint-Louis, on a trouvé :

$$(t - t_0) = 9^\circ,5.$$

Conclusion. — Les calculs qui précèdent montrent que les relations (1), (2), (3) et (4) donnent des solutions concordantes avec celles qui sont données par la pratique journalière; cependant, comme ces dernières sont assez mal connues, il serait très utile de faire quelques expériences sérieuses sur le fonctionnement des condenseurs.

Indépendamment du débit de la pompe de circulation, qu'il y aurait lieu d'avoir le plus exactement possible, il faudrait relever la température moyenne T du condenseur, ainsi que les températures t_0 et t de l'eau de circulation à l'entrée et à la sortie.

Ces diverses températures, qui pourraient s'obtenir facilement, permettraient de comparer ce qui se passe réellement avec ce que donnent les formules, et donneraient en outre un moyen indirect de déterminer la conductibilité calorifique K plus exactement que nous n'avons pu le faire.

Les appareils de condensation sont assez importants, par leur rôle et par leur encombrement, pour mériter quelques expériences, étant donnée surtout la tendance continuelle à augmenter la puissance des machines marines.

THÉORIE ÉLÉMENTAIRE

DE

L'ÉCOULEMENT DES GAZ ET DES VAPEURS SATURÉES

DANS LES TURBINES,

PAR M. DANIS,
Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique.

Pour pouvoir calculer à chaque instant la vitesse d'écoulement d'un fluide, il est nécessaire de connaître les conditions thermiques dans lesquelles se fait cet écoulement.

On suppose en général, dans les machines où l'on utilise la vitesse des gaz, que la détente, liée à cette vitesse, est adiabatique. On peut supposer qu'elle ne le soit pas. Ce qu'il importe de connaître, c'est la façon dont se fait cette détente, c'est-à-dire de connaître, sur le diagramme entropique par exemple, la courbe donnant à chaque instant la relation entre l'entropie et la température.

Comme il est absolument nécessaire de connaître cette courbe, nous la supposerons connue. Elle se rapproche en général d'une adiabatique, c'est-à-dire d'une parallèle à l'axe des températures.

Si nous considérons un cycle terminé en haut et en bas par deux isothermiques, d'un côté par la courbe de détente que nous supposons connue, de l'autre par la courbe qui ramène le fluide à son état initial, l'aire de ce cycle correspond à la somme des travaux effectués sur les quatre lignes.

Supposons que nous laissions fixe l'isothermique supérieure parallèle à l'axe des entropies, et que nous fassions varier l'isothermique inférieure, nous ferons varier trois des travaux et la surface du cycle. Chacun de ces travaux et la surface du cycle sont une fonction de la position de l'isothermique inférieure ou de la température correspondante.

Si le fluide acquiert toute sa vitesse dans un ajutage indéformable, que le mouvement soit permanent, et que, pendant ce temps, aucune force exté-

rieure n'agisse sur le fluide, tout le travail correspondant à la courbe de détente est manifeste sous forme de force vive.

Pour l'unité de poids, en appelant V la vitesse acquise, V_0 la vitesse initiale, g l'accélération de la pesanteur, le travail de détente peut s'écrire

$$\frac{V^2}{2g} - \frac{V^2}{2g}.$$

Le travail de l'isothermique supérieure peut s'écrire

$$A.$$

Celui de l'isothermique inférieure :

$$\varphi_1(t),$$

t étant la température.

Celui de la courbe de retour :

$$\varphi_2(t).$$

Le travail total du cycle est représenté par l'aire :

$$\varphi_3(t).$$

On doit avoir

$$A + \frac{V^2}{2g} - \frac{V_0^2}{2g} + \varphi_1(t) + \varphi_2(t) = \varphi_3(t).$$

Ce que l'on peut écrire :

$$V = F(t),$$

$F(t)$ étant une fonction de la température seulement, et dont les constantes sont déterminées par les valeurs initiales de V et de t.

Nous avons fait intervenir une courbe de retour, pour montrer que V est une fonction de t. La forme de cette courbe n'a pas d'influence sur la forme de $F(t)$, car il n'est pas admissible de supposer que la manière dont on a ramené le fluide à son état initial influe sur la façon dont il se détendra.

Si la courbe de détente est connue, à chaque valeur de la température correspond un point de cette courbe, par suite un état défini du fluide, et en particulier un poids spécifique défini. On a donc, en désignant par δ ce poids spécifique,

$$\delta = \varphi(t),$$

φ étant une fonction de t.

D'autre part, le débit en poids est le même pour toutes les sections ω d'une même veine. Si D est ce débit, on doit avoir

$$V\omega\delta = D,$$

ce qui montre que ω est lui-même une fonction de t, $\psi(t)$.

Nous avons donc finalement

$$V = F(t),$$
$$\delta = \varphi(t),$$
$$\omega = \psi(t).$$

Chacune de ces grandeurs est fonction de la température seulement. On peut donc dire que deux d'entre elles sont fonction de la troisième seulement, et écrire par exemple :

$$V = F_1(\omega),$$
$$\delta = \varphi_1(\omega).$$

Sous cette forme on peut apercevoir la manière dont on dispose de la vitesse et de la densité du fluide à l'intérieur d'une turbine. Nous ne pouvons agir matériellement que sur ω, mais les relations précédentes montrent que ce seul élément suffit à déterminer telle vitesse que nous nous imposerons *a priori,* pourvu, bien entendu, que les conditions dans lesquelles le fluide pénètre dans l'ajutage nous soient connues.

Néanmoins nous ne chercherons pas à calculer les fonctions en ω. Les fonctions en t sont plus simples, et beaucoup plus commodes. Du reste, dans ces fonctions, $\varphi(t)$ poids spécifique est donné par les tables, $\psi(t)$ est l'inverse du produit $F(t) \times \varphi(t)$, pour un débit égal à l'unité; nous n'avons donc qu'à nous appliquer à calculer $F(t)$. Nous pouvons prévoir *a priori* que cette fonction sera relativement simple, si nous savons que le carré de la vitesse varie à peu près proportionnellement à la température. Cette fonction sera plus simple que celles qui dépendraient de la pression, et, comme le thermomètre est un instrument aussi précis et moins compliqué qu'un manomètre, l'emploi des fonctions en t ne peut qu'être plus pratique.

Cherchons donc $F(t)$.

Comme la vitesse et la densité ne sont fonction que de la section ω, nous allons envisager un tuyau parfaitement cylindrique, présentant en un endroit un rétrécissement infiniment petit $d\omega$.

Le tuyau sera parcouru par un courant *permanent* du fluide, possédant avant le rétrécissement une vitesse uniforme V_0.

Si cette vitesse V_0 est au-dessous de certaine limite, la vitesse du son dans le fluide à l'état où nous le prenons, le rétrécissement produira une détente avec augmentation de vitesse; cette détente s'opérant suivant l'élément de courbe, ou loi que nous avons supposé connaître *a priori.*

Si V_0 était plus grand que la vitesse du son, il faudrait, pour produire la détente et l'augmentation de vitesse, un élargissement du tuyau. Étant données les turbines que nous avons en vue, et, pour la clarté de l'exposé, nous ne considérerons pas ce cas, l'exposé n'en sera pas moins général.

Plaçons immédiatement après le rétrécissement une turbine parfaite, qui, sans changer l'état du fluide détendu, le ramène à la vitesse initiale V_0, en lui enlevant l'énergie cinétique correspondant à la différence des carrés des vitesses. Le fluide devra s'écouler dans un tuyau de section supérieure au premier, puisqu'il est détendu, avec sa vitesse initiale V_0.

Considérons, dans la partie en amont du rétrécissement, un élément du fluide limité à deux sections droites infiniment rapprochées. Soient v le

volume de l'unité de poids du fluide dans cet élément, et p sa pression. Pendant tout le temps que l'élément est dans la partie cylindrique du tuyau, comme il est en équilibre de pression, il ne se produit sur lui aucun travail. Arrivé au point où la section commence à se rétrécir, les pressions vont varier.

Nous allons considérer quatre périodes différentes de passage de l'élément dans la partie rétrécie.

Supposons cette partie limitée par deux sections droites E et S placées l'une en amont, l'autre en aval, et telles que, en amont de la section d'entrée E, la pression soit constante, en aval de la section de sortie S, la pression soit de nouveau constante.

La première période part du moment où la tranche avant de l'élément arrive en E, jusqu'au moment où sa tranche arrière arrive à la même section.

La deuxième correspond au passage de la tranche avant dans la partie rétrécie ou ajutage.

La troisième au passage de la tranche arrière dans ce même ajutage.

La quatrième part du moment où la tranche avant sort par S, jusqu'à celui où la tranche arrière en sort également.

Ces quatre périodes ont des instants simultanés.

Dans la première période, le travail de la pression sur la tranche arrière de l'élément, travail que nous considérerons comme positif, s'il est gagné par l'élément, est par unité de poids

$$vp.$$

Dans la deuxième période, le travail sur la tranche avant dans l'ajutage est

$$-\mathfrak{E}.$$

Dans la troisième période, ce travail est

$$+\mathfrak{E}.$$

Dans la quatrième période, si le volume de l'unité de poids a augmenté de dv, et la pression diminué de dp en valeur absolue, le travail par unité de poids est

$$-(v+dv)(p-dp).$$

A partir de ce moment, l'élément détendu se meut, sans qu'il soit fait de travail sur lui, avec la vitesse V.

Une turbine parfaite ramène l'élément, *sans changer sa pression,* à la vitesse initiale V_0, et recueille ainsi le travail que nous cherchons :

$$-x.$$

Pour terminer le cycle, comprimons l'élément, suivant la loi même qu'il a subie, dans l'ajutage, et ceci *sans changer sa vitesse.* Nous l'aurons ramené à

ses conditions initiales, en faisant sur lui, par unité de poids, un dernier travail

$$p\,dv.$$

Dans l'ensemble de ces opérations, nous avons fait parcourir au fluide un cycle dont le travail total est nul, puisqu'il se compose d'un seul élément de la courbe de détente parcouru dans deux sens opposés. Nous écrivons donc

$$vp - \mathfrak{T} + \mathfrak{T} - (v + dv)(p - dp) + p\,dv - x = 0,$$

soit

$$x = v\,dp.$$

Le raisonnement que nous venons de faire ne s'applique qu'à un rétrécissement infiniment petit; pour le généraliser à un tuyau rétréci d'une façon continue, il faut remarquer que le travail x peut s'exprimer en fonction de la différence des carrés des vitesses sous la forme

$$\frac{V^2}{2g} - \frac{V_0^2}{2g},$$

qu'il est fonction de V, et par suite de ω section; son expression sera donc vraie, que l'on sépare les rétrécissements par des bouts de tuyaux droits, qui nous permettraient de faire le raisonnement précédent, ou que l'on colle l'un contre l'autre en un ajutage continu tous les éléments rétrécis. Cette constatation nous amène à écrire d'une façon générale

$$(1) \qquad d\,\frac{V^2}{2g} = v\,dp.$$

Cette ancienne formule est très curieuse, si on la compare à la formule donnant le travail de détente sur un piston, travail que nous pouvons appeler $d\mathfrak{T}_p$, pour la même courbe et entre les mêmes limites

$$(2) \qquad d\mathfrak{T}_p = p\,dv.$$

Si la détente est adiabatique, et se fait suivant la loi

$$pv^\gamma = \text{constante}$$

ou

$$v\,dp + \gamma p\,dv = 0,$$

nous aurons en valeur absolue, pour la même détente et suivant la même loi,

$$\frac{d\,\frac{V^2}{2g}}{d\mathfrak{T}_p} = \gamma,$$

γ exprime le rapport des travaux que l'on peut recueillir dans une turbine et sur un piston *pendant la détente seulement.* γ est en général plus grand que l'unité; pour les gaz parfaits γ est voisin de 1,41.

Il ne faudrait pas conclure de là qu'une turbine rendra plus de travail

qu'une machine à piston. Pour avoir le travail dans une machine à piston, il faut tenir compte de la différence positive des travaux d'introduction et d'évacuation, travaux qui correspondent à ceux des première et quatrième périodes, dont nous avons parlé plus haut, et qui doivent se retrouver sous forme de force vive.

Nous nous sommes proposé de déterminer la fonction $(F)t$.

Commençons par le cas des gaz parfaits.

Envisageons le cas d'une détente adiabatique; pour cette détente, nous aurons

$$v\,dp + \frac{C}{c}\,p\,dv = 0,$$

C étant le coefficient de chaleur spécifique à pression constante, c étant le coefficient à volume constant.

Nous avons d'autre part l'équation caractéristique de ce gaz

$$v\,dp + p\,dv = E(C - c)\,dt,$$

E étant l'équivalent mécanique de la chaleur.

En combinant ces deux équations, nous avons

$$(3) \qquad v\,dp = d\frac{V^2}{2g} = EC\,dt,$$

$$(4) \qquad p\,dv = dE_p = Ec\,dt.$$

La formule (3) nous donne la fonction $(F)t$, que nous cherchions pour la vitesse. On voit comme elle est simple. Si la vitesse initiale est nulle, et si Δt représente la différence des températures, on peut écrire

$$V = K\sqrt{\Delta t},$$

où

$$K = \sqrt{2gEC}.$$

Nous reviendrons plus tard à ce type de formule.

Les expressions (3) et (4) montrent que l'accroissement de force vive, comme l'accroissement de travail sur le piston pour un degré, est indépendant de l'état initial du gaz parfait. Si l'on parcourt un cycle de Carnot, le travail de détente est égal au travail de compression, et le travail représentant l'aire du cycle ne provient que de la différence des travaux relatifs à l'isothermique supérieure et à l'isothermique inférieure.

Si le travail $EC\,dt = d\frac{V^2}{2g}$ produit dans la détente est entièrement absorbé en frottements du fluide sur lui-même, la quantité de chaleur correspondante $C\,dt$ est redonnée au gaz; comme c'est précisément, à *pression constante,* la quantité de chaleur qu'il faut donner au gaz pour le faire remonter de dt, il en résulte que la température du gaz parfait ne variera pas.

On pourrait dire aussi : prenons un gaz dans un cylindre derrière un piston, et supposons que nous écartions le piston par une saccade infiniment petite, assez rapide pour que le gaz, par son inertie, n'ait pas le temps de suivre le piston, et qu'il exerce pendant le déplacement une pression nulle. Le travail extérieur produit sera nul, mais la saccade aura déterminé dans la masse gazeuse un ébranlement vibratoire amorti par la viscosité du gaz. Ce travail $d\mathfrak{T}_p = \mathrm{E}c\,dt$ sera entièrement absorbé par la masse, et la quantité de chaleur $c\,dt$ correspondante est redonnée au gaz; c'est précisément, à volume constant, celui du cylindre limité par le piston, la quantité de chaleur qu'il faut donner au gaz pour le faire remonter de dt. Encore, dans ce cas, la température du gaz parfait ne variera pas.

Dans ces deux modes de détente, il est inexact de dire que la transformation se fait sans travail. Il vaut mieux dire que le travail de cette transformation est absorbé par la viscosité du gaz, si tant est qu'un gaz parfait puisse avoir une viscosité.

Dans ce qui précède, nous avons pu commencer à nous apercevoir d'un parallèle entre les phénomènes d'énergie manifestés sous forme de force vive, et les phénomènes d'énergie manifestés sous forme de travail sur un piston. Il est très intéressant de pousser plus loin ce parallèle.

Si nous appelons dq l'élément de quantité de chaleur, nous savons que nous pouvons écrire

$$dq = c\,dt + \frac{p\,dv}{\mathrm{E}},$$

$$dq = \mathrm{C}\,dt - \frac{v\,dp}{\mathrm{E}},$$

(ici dp n'est plus pris en valeur absolue, mais algébrique), ou encore sous une autre forme

$$\mathrm{E}\,dq - p\,dv = \mathrm{E}c\,dt,$$
$$\mathrm{E}\,dq + v\,dp = \mathrm{EC}\,dt.$$

Les coefficients C et c sont constants, les deuxièmes membres de ces équations sont des différentielles exactes, par suite les premiers. La première de ces équations est ce que l'on appelle l'*énergie*. En désignant la différentielle de cette énergie par dh, on a :

$$\mathrm{E}\,dq - d\mathfrak{T}_p = dh.$$

La deuxième de ces équations représente au même titre une énergie; en désignant sa différentielle par $d\mathrm{H}$, nous écrirons encore

$$\mathrm{E}\,dq - d\,\frac{\mathrm{V}^2}{2g} = d\mathrm{H}$$

(nous avions posé $d\,\frac{\mathrm{V}^2}{2g} = v\,dp$, dp étant pris en valeur absolue. Dans les for-

mules de dq, nous l'avons repris en valeur algébrique, d'où le changement de signe).

Voici donc deux fonctions de deux énergies différentes. La première de ces fonctions a été généralisée, et l'on a admis que $E\,dq - p\,dv$ était, *quel que soit le fluide,* une différentielle exacte dh, que l'on a appelée l'énergie.

Comme $p\,dv + v\,dp$ est la différentielle exacte de pv, si nous ajoutons $p\,dv + v\,dp$ à $E\,dq - p\,dv$ nous obtenons

$$E\,dq + v\,dp$$

qui doit être, *quel que soit le fluide,* gaz parfait ou autre, une différentielle exacte dH, *somme de deux différentielles exactes.*

Ce dH a une signification précise dans le cas des *écoulements permanents,* même en supposant l'action des forces extérieures. La connaissance de cette fonction H nous sera, pour les phénomènes de force vive, de la même utilité que h l'était pour les phénomènes de travail sur un piston. Elle nous donnera la vitesse en fonction de t et du travail des forces extérieures.

La définition que l'on a donnée de l'énergie n'est pas tout à fait générale. On a considéré quelque chose d'utile qui restait constant, mais il peut y avoir à considérer d'autres choses aussi utiles, qui restent également constantes.

Cherchons la signification de H dans le cas d'un écoulement permanent.

Supposons une veine fluide gazeuse complètement isolée, fermée sur elle-même dans un cycle complet, et où le mouvement est parfaitement permanent. Tout le long des parois de cette veine, il entre ou il sort de la chaleur; la quantité de chaleur entrant ou sortant dans un élément à un point déterminé est déterminée. De même à chaque élément de la veine est appliquée une force motrice ou contre-motrice, dont la valeur ne dépend que de la *position de l'élément* dans la veine. Ces forces motrices ou contre-motrices, dont nous préciserons la nature, sont celles que l'on trouve dans les turbines. Nous verrons que leur travail n'est autre que celui que l'on recueille ou que l'on dépense sur l'arbre.

Partons d'un point où la vitesse de la veine est V_0; si les forces dont nous venons de parler n'existaient pas, pour une variation déterminée de section, la vitesse du fluide serait V telle que

$$(a) \qquad \frac{V^2}{2g} - \frac{V_0^2}{2g} = -v\,dp,$$

dp pris algébriquement avec son signe.

Mais les forces extérieures modifient cette vitesse, et la portent à V_1; si l'on appelle $d\mathfrak{T}$ le travail positif de ces forces, on doit avoir

$$(b) \qquad \frac{V_1^2}{2g} - \frac{V^2}{2g} = d\mathfrak{T}.$$

En additionnant les égalités (a) et (b), on a

$$\frac{V_1^2}{2g} - \frac{V_0^2}{2g} = d\mathfrak{T} - v\,dp; \tag{3}$$

mais nous savons que, si dq représente entre les deux sections la quantité de chaleur gagnée ou perdue, dH défini par

$$d\mathrm{H} = \mathrm{E}\,dq + v\,dp$$

est une différentielle exacte.

Nous avons par suite la signification de dH en remplaçant $v\,dp$ par la valeur tirée de (3)

$$d\mathrm{H} = \mathrm{E}\,dq + d\mathfrak{T} + \frac{V_0^2}{2g} - \frac{V^2}{2g}.$$

La fonction, dont la différentielle est dH, représente donc, pour un écoulement permanent, et par unité de poids entre deux sections, la somme des variations de la quantité de chaleur, du travail des forces extérieures et de la force vive.

Comme l'écoulement est permanent, et que les forces extérieures ne sont définies que par leur position, elles admettent une fonction potentielle W telle que

$$d\mathfrak{T} = -\,d\mathrm{W}.$$

En passant de l'élément différentiel d à la différence finie Δ, on peut écrire

$$\Delta\mathrm{H} = \mathrm{E}\,\Delta q - \left(\Delta\mathrm{W} + \Delta\frac{V^2}{2g}\right), \tag{4}$$

$\mathrm{E}\,\Delta q$ est une forme de l'énergie : la *chaleur;*

ΔW est une forme de l'énergie : l'*énergie potentielle;*

$\Delta\frac{V^2}{2g}$ est une forme de l'énergie : l'*énergie virielle;*

ΔH est égal à la somme algébrique des trois.

Pour un cycle complet, la variation est nulle.

Ce genre de formule ne peut pas s'appliquer aux machines à piston, parce que le mouvement du fluide n'est pas permanent, mais alternatif. Dans ces machines, les forces appliquées à l'élément sont nulles, on n'y considère que les forces appliquées aux surfaces extérieures; ΔW est toujours nul. Pour les turbines, au contraire, il faut considérer les forces appliquées par unité de volume, ou forces spécifiques.

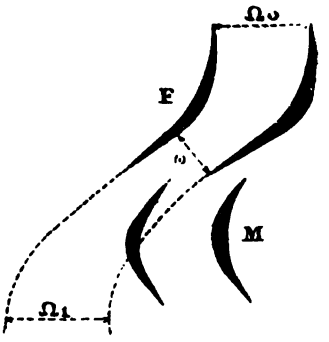
Pour que la fonction H nous soit de quelque utilité, il faut pouvoir l'exprimer en fonction de deux variables connues, qui seront par exemple la température de la vapeur t et son titre x; nous verrons que ce calcul est facile,

mais auparavant il importe d'avoir une idée des forces spécifiques dont nous avons parlé.

Supposons une turbine d'action, c'est-à-dire celle où la vapeur ne se détend pas dans l'aubage mobile.

Soit F (*fig.* 1) l'aubage fixe, la détente est suffisamment fractionnée pour que, à une diminution de section de Ω_0 à ω, corresponde une détente.

Fig. 1.



En sortant de l'aubage fixe F, la vapeur pénètre dans l'aubage mobile M, et, si l'angle d'attaque des aubes est bien établi, elle y entre sans choc.

Pour étudier le mouvement relatif de la vapeur dans M, il faudrait tenir compte de la force d'inertie d'entraînement, et de la force centrifuge composée; mais ces deux forces sont relativement petites, si le rayon du disque de la turbine est grand; elles sont d'ailleurs parallèles au rayon du disque, et ne peuvent modifier le régime des pressions que dans le sens de ce rayon. Elles ne s'opposent pas au mouvement de la vapeur, et ne l'accélèrent pas; pratiquement nous les négligerons.

En nous plaçant dans l'aubage mobile M, nous voyons donc qu'il n'y aura pas de détente, si la section de l'aubage reste constante, si l'aubage est symétrique, comme le représente la figure. C'est ce qui caractérise une turbine d'action.

Au lieu de considérer le mouvement relatif de la vapeur dans M, considérons maintenant son mouvement absolu. La veine suit un chemin analogue à celui qui est figuré en pointillé sur la figure 1. La distance qui sépare ces deux lignes pointillées, comptée parallèlement au mouvement des aubes mobiles, est constante, puisque l'une des lignes pointillées n'est que l'autre transportée parallèlement. Comme, pour obtenir le maximum d'effet utile, la vapeur doit sortir parallèlement à l'axe de la turbine, il s'ensuit que Ω_1, section absolue de sortie, est plus grand que ω.

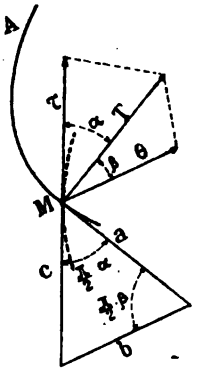
Nous avons vu que la pression à la sortie de M était la même qu'à l'entrée. Nous savons que, dans le cas où il n'existe pas de forces spécifiques, à une

augmentation de section correspond une variation de pression; si la pression n'a pas varié, c'est qu'il existe des forces contre-motrices.

Dans le mouvement relatif de la vapeur, la vitesse fait naître sur les aubes courbes une force centrifuge proportionnelle à $\frac{V^2}{r}$, r étant le rayon de la section droite de l'aubage. Cette force, pas plus que la force d'inertie d'entraînement ou la force centrifuge composée, ne s'oppose au mouvement de la vapeur, puisqu'elle est comme elles perpendiculaire à la direction de ce mouvement relatif. Mais si la force d'inertie d'entraînement et la force centrifuge composée, dirigées suivant le rayon, restent perpendiculaires à la direction du mouvement absolu, la force centrifuge $\frac{V^2}{r}$, perpendiculaire à l'aubage, est au contraire inclinée sur la direction du mouvement absolu, et donne une composante contre-motrice. Le travail de cette composante sur la vapeur de la veine est égal au travail transmis à l'aubage, et recueilli sur l'arbre de la turbine.

Pour le voir, considérons la figure 2. La courbe A est l'aubage, ou une

Fig. 2.



trajectoire d'un filet de vapeur dans l'aubage, a est la vitesse relative de la vapeur dans l'aube, b la vitesse de l'aube, c la vitesse absolue de la vapeur tangente à la courbe en pointillé. T est la réaction de l'aubage sur la force centrifuge dirigée suivant le rayon de courbure, force centrifuge spécifique ou donnée par la masse de l'unité de volume de la vapeur, θ la composante de T parallèle au mouvement du disque, τ la composante de T dirigée contre le mouvement de la vapeur.

Le travail de τ contre la vapeur est égal pour l'unité de volume à

$$\tau c.$$

Le travail de θ donné par l'unité de volume de vapeur au disque est

$$\theta b,$$

c'est le travail recueilli sur l'arbre.

Or on a

$$\tau = T\cos\alpha, \qquad \theta = T\cos\beta,$$

et aussi

$$\frac{b}{\cos\alpha} = \frac{c}{\cos\beta},$$

par suite en substituant

$$\tau c = \theta b.$$

C'est-à-dire que le travail de la force contre-motrice τ sur l'unité de volume est égal au travail donné par cette unité de volume au disque, et recueilli.

Cet exemple est pris sur le cas le plus simple, celui d'une turbine d'action, mais le principe qu'il indique s'applique aussi bien aux turbines de réaction, si, comme nous l'avons fait du reste dans le cas présent, nous négligions les effets du frottement et des tourbillons, qui mettent en jeu la viscosité de la vapeur.

Si l'on négligeait complètement ces tourbillons et frottements, on arriverait à des turbines idéales, où, comme dans un moteur électrique, la force contre-motrice ne résulterait que du mouvement, et grandirait avec celui-ci. La turbine arrêtée n'offrirait pas de résistance à la vapeur. En réalité, il y a des forces de frottement et des tourbillons, venant de ce que les angles d'attaque des aubes ne sont calculés que pour une seule vitesse, et que ces aubes n'ont pas une forme parfaite. Ces causes font qu'une turbine arrêtée peut être aussi résistante à la vapeur qu'une turbine en mouvement. Nous retrouvons les deux éléments analogues à la force contre-électromotrice et à la résistance d'un moteur électrique, mais la grandeur relative de ces deux éléments, et surtout leur loi de variation, ne sont point les mêmes.

L'exemple précédent et cette dernière comparaison nous ont montré la nature des forces dont nous avons désigné le travail par $-W$ dans la fonction H. Nous allons maintenant calculer H en fonction du titre de la vapeur x, et de la température *absolue* t (1) de cette vapeur. Nous laissons de côté pour le moment les gaz et les gaz parfaits, pour lesquels nous avons déjà donné une expression de la vitesse d'écoulement.

La fonction h pour les vapeurs saturées est, en appelant r la chaleur de vaporisation ($606,5 - 0,695\,t$ pour l'eau), p la pression de la vapeur, u' le volume occupé par 1^{kg} de vapeur saturée sèche, u le volume occupé par l'eau à la même température, m la chaleur spécifique du liquide en équilibre de pression avec sa vapeur saturée, voisine de 1 pour l'eau, E l'équivalent mécanique,

$$h = [Er - p(u' - u)]x + \int_{t_0}^{t}\left(Em - p\frac{du}{dt}\right)dt + a,$$

a est une constante.

---

(1) Nous désignerons par t la température absolue, et par t° la température centigrade, de telle sorte que l'on a

$$t = t^\circ + 273.$$

Pour passer de h à H, il suffit d'ajouter à h la fonction produit du volume par la pression.

Le volume du mélange liquide et sa vapeur saturée au titre x est

$$u'x + (1 - x)u$$

ou

$$(u' - u)x + u,$$

la fonction produit est

$$p[(u' - u)x + u],$$

qui, ajoutée à h, donne

$$H = Erx + pu + \int_{t_0}^{t} \left(Em - p\frac{du}{dt}\right) dt + A,$$

A est une constante.

En nous reportant à l'équation (4), supposant une détente adiabatique, et sans travail des forces extérieures, on a

$$\Delta \frac{V^2}{2g} = -\Delta H$$

qui donne la fonction de la vitesse que nous cherchions.

H se calcule assez facilement en remarquant que seul le terme

$$Erx = 426(606,5 - 0,695t)x$$

contient à la fois t et x. Les autres termes ne sont qu'une fonction de t, que l'on peut représenter une fois pour toutes par une courbe, et mettre en tables; on pourra donc en faire facilement la différence. La seule fonction à calculer est donc

$$F_1(t) = pu + \int_{t_0}^{t} \left(Em - p\frac{du}{dt}\right) dt.$$

Pour l'eau, en prenant comme unité le mètre, le kilogramme et la seconde, u est voisin de 0,001, m est voisin de 1; de sorte que $F(t)$ est égal à

$$0,001(p - p_0) + E(t - t_0),$$

en négligeant $p\frac{du}{dt}$ très petit vis-à-vis de E.

En effet, pour 230°

$$u = 0^{m^3},00121,$$

pour 100°

$$u = 0^{m^3},00104,$$

pour une différence de 130° la différence de u' n'est donc que

$$\Delta u = 0,00017,$$

$$\frac{\Delta u}{\Delta t} = 0,0000013,$$

qui, multiplié par $p = 100\,000$ ($10^{kg cm^2}$), donne comme ordre de grandeur de $p\frac{du}{dt}$ une valeur de 0,13, donnant une erreur relative, vis-à-vis de $E = 426$, de $\frac{3}{10000}$, ou de l'ordre du $\frac{1}{10000}$.

On peut finalement écrire, à une constante près,

$$H = E(rx + t) + 0{,}001p$$

ou, en remarquant que $rx + t$ est la chaleur totale de vaporisation du kilogramme de vapeur au titre x, que l'on peut désigner par λ_x

$$H = E\lambda_x + 0{,}001p. \text{ (1)}$$

Cette formule de la vitesse n'est pratique que quand il s'agit de grandes différences de températures. Mais on peut trouver pour de faibles différences de températures des formules plus commodes, qui s'appliqueront aux turbines à détente fractionnée, et qui ne nécessitent pas que l'on fasse la différence du titre x et de la chaleur gagnée pendant la détente.

En écrivant que dans la différentielle de la fonction H la dérivée du coefficient de dx par rapport à t est égale à la dérivée du coefficient de dt par rapport à x, on trouve (t, température absolue)

$$\frac{Er}{t} = (u' - u)\frac{dp}{dt}.$$

Nous avons vu que le mélange du liquide et de sa vapeur saturée v était

$$v = (u' - u).x + u;$$

en remplaçant $u' - u$ par sa valeur en fonction de v, de u et de x, dans la première des deux dernières expressions nous aurons

$$v\,dp = \left(\frac{Erx}{t} + u\frac{dp}{dt}\right)dt;$$

quand il s'agit de l'eau, en prenant les mêmes unités que plus haut, on voit que pour 200° :

		Erreur relative.
$u\frac{dp}{dt} = 0{,}00116 \times 3300 = 3{,}8$	$\frac{Er}{t} = 426 \times 0{,}981 = 418$	0,9 pour 100
pour 100° :		
$u\frac{dp}{dt} = 0{,}00104 \times 380 = 0{,}395$	$\frac{Er}{t} = 426 \times 1{,}1444 = 615$	0,065 pour 100

(1) Nous verrons dans l'Appendice que l'on a au centième près

$$H = E\lambda_x.$$

comme x est voisin de l'unité, en négligeant $\frac{dp}{dt}$ on ne fera qu'une erreur moyenne de 1 pour 100, ce qui nous permettra d'écrire, en remplaçant $v\,dp$ par $\Delta \frac{V^2}{2g}$, s'il n'y a pas de forces contre-motrices, et dt par Δt, en admettant que l'intervalle de température soit suffisamment petit,

$$(5) \qquad -\Delta \frac{V^2}{2g} = E \frac{r.x}{t} \Delta t;$$

$\frac{r}{t}$ est égal à 1 aux environs de 194° ($14^{kg cm^2}$), et varie peu, $\frac{r.x}{t}$ varie encore moins, de sorte qu'une formule très pratique est, en admettant que la pression d'origine de la vapeur soit voisine de 14^{kg} et la vitesse initiale nulle,

$$V = \sqrt{2gE}\sqrt{\Delta t}$$

pour $E = 426$

$$V = 91\sqrt{\Delta t},$$

soit une vitesse de 91^m pour une chute de 1°.

Pour passer de 194° (14^{kg}) à 64° (233^g) avec des différences de 1°, donnant une turbine dont la vitesse moyenne périphérique serait voisine de 45^m seulement, il faudrait donc 130 détentes successives, ou 130 séries d'aubages mobiles pour une turbine d'action.

Pour pouvoir se servir d'une façon plus exacte de la formule (5), il faut connaître à chaque instant le titre x.

Ce titre nous est donné par la courbe de détente que nous avons admise *a priori*.

On peut le calculer dans le cas où la courbe de détente est une adiabatique, en écrivant que l'entropie de la vapeur est constante.

Cette entropie S s'exprime par

$$S = \frac{r.x}{t} + \varphi,$$

où φ est l'entropie de l'eau $= \int_0 \frac{m}{t}\,dt$ donnée par les tables.

Nous aurons alors

$$\frac{r_0 x_0}{t_0} + \varphi_0 = \frac{r_1 x_1}{t_1} + \varphi_1,$$

qui nous donne la variation de x.

Remarque. — Considérons (*fig.* 3) un diagramme entropique avec l'axe des entropies en OS, et l'axe des températures en OT.

Traçons la courbe d'entropie de l'eau, courbe φ, et la courbe obtenue en

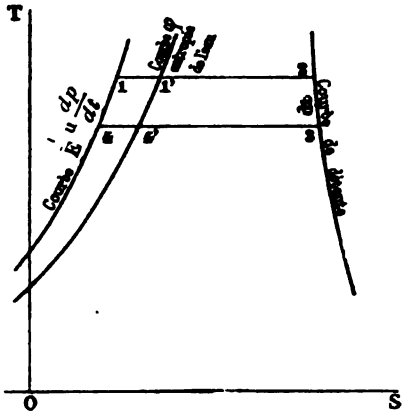
portant $\frac{1}{E} u \frac{dp}{dt}$ à partir de cette courbe et à gauche, enfin la courbe de détente.

L'expression exacte de la variation de $\frac{V^2}{2g}$ est

$$-\frac{1}{E} d \frac{V^2}{2g} = \left(\frac{rx}{T} + \frac{1}{E} u \frac{dp}{dt}\right) dt.$$

On voit, en traçant deux horizontales distantes de dt, que l'accroissement

Fig. 3.



de force vive correspond à l'aire comprise entre les points 1, 2, 3 et 4, et non pas à l'aire comprise entre 1', 2, 3 et 4'. Il y a la petite différence donnée par 1, 1', 4, 4', ou par

$$\frac{1}{E} u \frac{dp}{dt}.$$

Il n'est donc pas correct, pour calculer la vitesse d'écoulement de la vapeur, de tenir le raisonnement suivant :

L'énergie cinétique $\frac{V^2}{2g}$ de l'unité de poids du fluide doit être égale à l'énergie représentée par l'aire du diagramme entropique du cycle de Rankine, c'est-à-dire celui qui est limité à gauche par la courbe d'entropie de l'eau.

On ne voit du reste pas pourquoi le cycle de Rankine jouirait de propriétés si particulières. La façon dont s'écoule la vapeur est indépendante du mode employé pour la ramener à son point initial, et l'aire du cycle indique seulement la somme des travaux effectués sur les quatre faces [1].

Quoi qu'il en soit, les vitesses calculées avec l'hypothèse inexacte sont très

[1] Il ne faut notamment pas oublier le travail de la machine alimentaire qui est pris sur le travail de la vapeur pendant la détente.

précises, parce que l'erreur relative donnée par l'aire 1, 1', 4, 4' est trop petite pour pouvoir être mise en évidence par une expérience directe.

Vitesse d'écoulement de la vapeur surchauffée. — Les expériences faites sur la vapeur surchauffée sont beaucoup trop incomplètes, pour qu'il soit possible de donner une expression de la vitesse d'écoulement.

On ne peut pas rapprocher la vapeur surchauffée d'un gaz parfait, puisque, quand on l'emploie, elle est en général assez voisine de son point de saturation.

Néanmoins, si l'on remarque que nous avions trouvé pour la vitesse de l'écoulement des gaz parfaits la formule

$$-\Delta \frac{V^2}{2g} = EC\,\Delta t,$$

où C est la chaleur spécifique, à pression constante; et, pour la vitesse d'écoulement d'une vapeur saturée, la formule

$$-\Delta \frac{V^2}{2g} = E\frac{rx}{t}\,\Delta t;$$

et que, dans ces formules, C est une constante, et $\frac{rx}{t}$ est à peu près une constante, on peut admettre pour la vapeur surchauffée, intermédiaire entre la vapeur saturée et le gaz parfait, une formule

$$-\Delta \frac{V^2}{2g} = EK\,\Delta t,$$

K étant une constante ayant, par raison de continuité, la valeur de $\frac{rx}{t}$ au point où la courbe de détente coupe, sur le diagramme entropique, la courbe d'entropie de la vapeur d'eau saturée sèche.

K n'a du reste pas en ce point la valeur de C; les formules de thermodynamique montrent que K est une fonction assez complexe des variables définissant l'état de la vapeur saturée. Du reste, eût-il la valeur de C, nous ne serions pas beaucoup plus avancés, puisque C, fonction de deux variables, est très mal connu pour la vapeur d'eau surchauffée, comme aussi du reste *c*.

En général, on calcule les turbines pour de la vapeur saturée, et l'on constate une économie à employer la vapeur surchauffée; on obtiendrait peut-être encore de meilleurs résultats, si l'on calculait ces turbines pour la vapeur surchauffée, en déterminant la fonction K par empirisme.

Vitesses réelles.

Les formules que nous avons indiquées dans ce qui précède pour les vitesses d'écoulement donnent des résultats théoriques s'appliquant aux cas de

veines permanentes. Pour que les vitesses de vapeur puissent être utilisées, il faut en plus qu'elles ne résultent pas d'un mouvement tourbillonnaire, mais que la veine soit formée d'éléments animés seulement d'un mouvement de translation et de déformation.

Dans un mouvement tourbillonnaire, l'élément se met en plus à tourner autour d'un axe, et l'énergie cinétique nécessaire à ce mouvement est immédiatement soustraite à l'énergie donnée par le mouvement de translation. L'énergie du tourbillon s'amortit ensuite par la viscosité du fluide, et une quantité de chaleur correspondante réapparaît. Cette chaleur peut se retransformer en partie en travail dans les éléments suivants; mais cette double transformation n'en constitue pas moins une perte.

Dans certaines veines de vapeur, les mouvements tourbillonnaires, même formés, tendent à disparaître, les causes qui pourraient les faire naître n'ont point d'effet, nous dirons que ces veines sont stables.

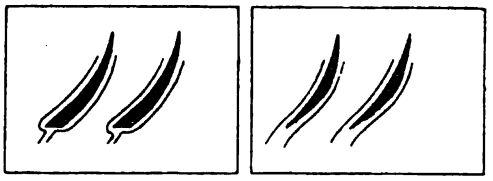
Dans d'autres la moindre cause produit une perturbation qui s'amplifie rapidement, ces veines sont instables.

Enfin, dans une dernière catégorie, ces causes produisent des perturbations qui ne s'amplifient pas d'elles-mêmes, ces veines sont en équilibre indifférent. Nous allons passer en revue les différentes causes de trouble du mouvement de la vapeur dans les turbines.

a. Il y a d'abord le frottement sur la surface des aubages. Ce frottement fait que les couches successives de la veine, parallèles à la surface de l'aubage, roulent les unes sur les autres; les couches les plus près du métal ont une vitesse beaucoup moindre que celles qui en sont écartées.

b. Les aubes doivent avoir une certaine épaisseur; comme pour un même aubage elles sont toutes semblables, il en résulte que les sections des passages de vapeur entre elles sont évasées à l'entrée et à la sortie. L'évasement de l'entrée correspond à un rétrécissement de la veine dans le sens du mouvement, c'est ce que l'on cherche, en général, et de ce côté il n'y a que gain. Mais du côté de la sortie l'évasement produit un épanouissement trop brusque de la veine, qui éclate en se troublant. Cet effet se produit surtout quand les aubes sont taillées comme le montre le tracé 1 (*fig.* 4), où il y a

Fig. 4



Tracé 1. Tracé 2.

un élargissement à angle vif. Il vaut mieux tailler suivant le tracé 2 (*fig.* 4), où l'élargissement est plus progressif.

c. En sortant d'un aubage en amont, la vapeur est peignée en stries formées par le sillage de chacune des aubes qu'elle quitte. La direction de ces stries n'est pas parallèle à la direction du courant de vapeur relative à l'aubage d'aval. Comme les angles d'attaque de cet aubage doivent être dans la direction de cette vitesse, il en résulte une série de chocs très répétés.

d. Si l'injection de la vapeur ne se fait pas sur toute la circonférence du disque, les aubages contiennent à un certain moment de la vapeur morte, ou animée de mouvements tourbillonnaires, qui doit brusquement prendre la vitesse de la vapeur des ajutages; comme le choc se produit sur deux fluides de même densité, il y a là une grande cause de perturbation.

Dans ce genre de turbines, la vapeur morte entourant l'aubage mobile, de même densité que la vapeur vive, prend des mouvements tourbillonnaires, et s'oppose au mouvement de l'aubage.

Les côtés de la veine de vapeur vive ne sont pas guidés, et perdent de leur continuité.

e. Les fuites viennent aussi troubler la direction des vitesses des veines, et sont, en plus d'une perte de vapeur, une cause de perturbation.

Pour obtenir des veines de vapeur bien établies, il faut avoir soin de donner aux aubes une forme telle, que la variation de section soit très progressive et continue.

Nous avons vu au commencement de cette note que l'on pouvait écrire

$$V = F_1(\omega),$$
$$\delta = \varphi_1(\omega),.$$

V étant la vitesse du fluide, δ le poids spécifique et ω la section.

Ces formules ne sont vraies qu'en tant que ω varie d'une façon continue, et suffisamment progressive. Pour des variations trop brusques, la veine se désagrégerait. Cette considération peut donner une limite inférieure de la grandeur absolue des aubes.

Pour obtenir des veines de vapeur stables, c'est-à-dire où les mouvements tourbillonnaires ont tendance à disparaître, il faut faire ces veines *convergentes.*

Pratiquement une veine convergente correspond à une détente. Théoriquement on pourrait bien imaginer un ajutage convergent à compression, mais il faudrait que la vitesse d'entrée de la vapeur dans cet ajutage soit supérieure à la vitesse du son dans cette vapeur. Un tel ajutage convergent ne se rencontre jamais.

Restons dans le cas de la pratique.

Même s'il n'y avait pas de détente, comme dans le cas d'un fluide incompressible, à une diminution de section correspondrait une augmentation de vitesse. Le liquide s'étirerait pour passer dans l'orifice étroit, et les défauts, qui sont ici les tourbillons, perdraient leur symétrie en passant du mouvement circulaire au mouvement elliptique, jusqu'au moment où ce dernier

mouvement ne serait lui-même plus possible, où les trajectoires ne pourraient plus se fermer, et le liquide incompressible s'écoulerait en filets parallèles. L'effet a de l'analogie avec celui d'une filière sur le fer, qui devient fibreux dans le sens du laminage.

Pour un fluide compressible, non seulement la vitesse augmente par suite de la diminution de section, mais encore par suite de la diminution de densité, puisqu'il y a détente. L'effet que nous avons signalé plus haut se produit avec plus d'intensité, et l'on a pu constater qu'une veine convergente sortait très nette.

La veine convergente est stable.

La veine divergente que l'on rencontre toujours dans la dernière partie des aubages, par suite de l'épaisseur de l'aube, produit l'effet exactement inverse, et est essentiellement instable; c'est un défaut commun à toutes les turbines.

Pour les veines divergentes, il y aurait lieu de distinguer deux cas que l'on rencontre dans la pratique. La veine est divergente à l'arrière des aubages, et correspond à une augmentation de pression; comme nous venons de le dire, elle est essentiellement instable.

La veine est divergente dans un ajutage où la vitesse de la vapeur atteint la vitesse du son dans cette vapeur, comme dans les turbines à un seul disque, ce qui correspond à une détente; dans ce cas les avis sont partagés, mais il est probable que la veine n'est pas stable, à cause de son énorme vitesse.

Enfin l'expérience a montré que les veines à section constante n'étaient point stables non plus; elles correspondent, par suite du frottement, à une légère augmentation de pression vers l'amont.

Pour obtenir la même pression en amont et en aval d'un disque, il faut donc une légère striction. On a un écoulement moins net avec des sections constantes, quand la pression peut librement s'établir des deux côtés du disque.

Pour avoir des veines stables, il faut donc que les ajutages soient suffisamment convergents.

Comme on est en droit d'espérer un rendemeut d'autant meilleur, que la vitesse de translation du fluide se rapproche plus de la vitesse théorique, c'est-à-dire où les vitesses tourbillonnaires sont réduites à un minimum, il y a lieu de choisir à la fois, pour les aubages fixes et les aubages mobiles, des sections convergentes.

L'aubage mobile convergent indique une détente, qui nécessite par suite deux choses : d'abord l'injection totale pour éviter des retours de vapeur par les aubages morts; ensuite que l'intervalle entre l'extrémité des aubes et l'enveloppe extérieure soit aussi réduit que possible, pour réduire au minimum la fuite, qui, dans ce cas, est inévitable.

Les turbines les plus répandues, et qui ont jusqu'ici donné les meilleurs résultats, sont de ce type.

Dans ces turbines, les aubages mobiles ont à peu près la même forme que les aubages fixes, la vapeur sort des aubages fixes pour entrer dans les aubages mobiles, comme elle sort des aubages mobiles pour entrer dans les aubages fixes; les vitesses sont donc toujours très bien utilisées; elles sont, par ailleurs, aussi voisines que possible des vitesses théoriques.

On peut éviter la fuite qui existe dans les turbines à multiples détentes, en employant des disques à aubages de section constante; la fuite n'existe plus, parce que la pression est la même des deux faces. Seulement, dans le cas où l'on opère sur des vitesses de vapeur qui doivent être plus grandes à la sortie des tuyères, puisque, à nombre égal de disques, il y a moitié moins de détentes que dans une turbine à réaction, et sur des veines instables dans les aubages mobiles, les vitesses restantes ne peuvent pas être utilisées. La perte totale est entre 30 et 40 pour 100.

L'espace annulaire, qui existe entre les aubages et les tambours dans une turbine d'action et de réaction, a une épaisseur de moins de 1^{mm}, ou $\frac{1}{32}$ de pouce. Si les aubes ont 3^{cm} de haut pour la turbine haute pression, la fuite n'est que de $3\frac{1}{2}$ pour 100; si les aubes ont 10^{cm} de haut comme pour une turbine basse pression, la fuite n'est plus que de 1 pour 100. On voit donc qu'il est exagéré d'attacher trop d'importance à cette question de fuite. Néanmoins cette fuite frappe plus, parce qu'elle est matérialisée et évidente, et que, au contraire, la perte par tourbillons ne peut être mise en évidence que par des constatations indirectes.

Il existe un type de turbines où les pertes tourbillonnaires doivent avoir une importance très considérable; ce sont celles où plusieurs disques à section constante travaillent dans une même cellule, où règne une pression uniforme. Entre chaque disque sont placés des aubages également à section constante, pour ramener la vapeur dans la direction voulue. Comparons ces turbines aux turbines d'action ordinaires multicellulaires.

Supposons que, pour les deux types, nous disposions de la même vitesse circonférentielle des disques, et de la même chute de température.

Dans la turbine multicellulaire, nous n'aurons qu'un disque par cellule.

Dans l'autre, nous n'aurons qu'une cellule avec plusieurs disques, tels que la vitesse restante au sortir de l'un d'eux soit utilisée sur le suivant, après avoir été redressée par un aubage fixe.

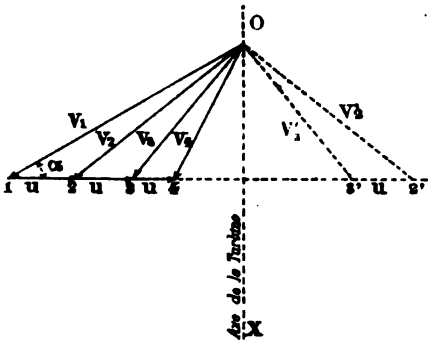
Si, par exemple, la vitesse à la sortie de l'ajutage est $V_1 = O1$ (*fig.* 5), si la vitesse circonférentielle du disque est $u = 1 - 2$, la vitesse relative à l'entrée du premier disque est

$$V_2 = O2.$$

Supposons qu'il n'y ait pas de pertes dans ce disque, la vitesse relative à la sortie serait V'_2 égale à V_2 et symétrique de V_2, parce que, pour avoir des sections constantes, il faut avoir des angles d'entrée égaux aux angles de sortie. Si nous portons u en $2'3'$, nous aurons en $V'_3 = O3'$ la vitesse à la

sortie du premier disque, que l'aubage fixe ramènera en O3 symétrique de O3′ par rapport à l'axe de la turbine OX. On aurait pu obtenir le point 3 en mettant bout à bout deux fois la vitesse u à partir de 1.

Fig. 5.



On peut considérer V_3 comme V_1, et mettre un deuxième disque, et ainsi de suite.

On voit que, si l'on appelle α l'angle que fait la vitesse initiale avec le plan des disques et n le nombre de disques, on doit avoir, *en terminant par une vitesse parallèle à l'axe,*

$$V_1 \cos\alpha = 2nu$$

ou, comme α est petit,

$$V_1 = 2nu.$$

Pour une turbine qui ne contient qu'un disque par cellule, nous aurons, d'une façon analogue, par cellule,

$$V \cos\beta = 2u,$$

ou grossièrement

$$V = 2u,$$

et il y aura n' cellules.

Si Δt est la chute totale de température, dans le premier cas, elle sera utilisée d'un coup, et d'après la formule de la vitesse on devra avoir

$$2nu = K\sqrt{\Delta t};$$

dans le second cas, elle sera fractionnée en $\frac{\Delta t}{n'}$, et l'on devra avoir

$$2u = K\sqrt{\frac{\Delta t}{n'}},$$

ce qui donne

$$n' = n^2.$$

Il semble que, *a priori,* il y ait grand avantage, au point de vue du nombre

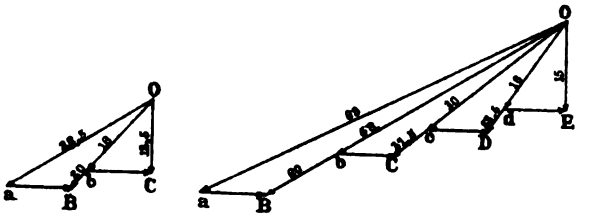
des disques et de la simplicité de la turbine, à mettre plusieurs disques dans la même cellule; trois disques ainsi disposés équivaudraient par exemple à neuf disques d'une turbine multicellulaire. Mais, dans ces turbines, toutes les causes de perturbation que nous avons indiquées, à part celle de fuite, existent, et, d'autre part, les ajutages convergents, qui seuls refont la veine, sont supprimés en grande partie.

En comparant les deux turbines équivalentes : l'une multicellulaire à neuf disques, l'autre monocellulaire à trois disques, nous voyons que, dans la première, il existe neuf ajutages convergents, et, dans la seconde, il n'en existe qu'un. La veine qui sort de cet ajutage est déjà troublée, elle passe dans un premier disque mobile à section constante, qui augmente son irrégularité; elle repasse dans un aubage fixe à section constante, qui la détruit encore; le deuxième disque doit avoir un faible rendement; quant au troisième, il n'est pas dit qu'il ne fasse pas frein.

Les turbines à trois disques dans la même cellule ont été abandonnées.

On peut se rendre compte, par le diagramme qui suit (*fig.* 6), que, même

Fig. 6.



avec deux disques seulement par cellule, on arrive à un rendement bien inférieur à celui d'une turbine à un seul disque par cellule.

Ces diagrammes sont construits comme celui de la figure 5, seulement on a admis un rapport de $\frac{4}{5}$ entre la vitesse de sortie de chaque aubage à section constante et la vitesse d'entrée, ce qui se rapproche de la réalité.

En comparant l'énergie cinétique totale du jet primitif de vapeur à la somme des pertes de force vive dans les différents aubages, augmentée de la perte venant de la vitesse restante non utilisée, on trouve, pour le cas d'une turbine à un disque par cellule, une perte relative de 37 pour 100, et un rendement de 63 pour 100.

Pour une turbine à deux disques par cellule, on trouve une perte relative de $46\frac{1}{2}$ pour 100 et un rendement de $53\frac{1}{2}$ pour 100.

Quoi qu'il en soit, les turbines à deux disques par cellule ont, en Amérique, un grand succès, parce qu'elles sont d'une construction simple; on les fait à quatre cellules, ce qui fait en tout huit disques, équivalents pour la même vitesse circonférentielle aux $4 \times 4 = 16$ disques des turbines à un disque par cellule.

Les relevés de consommation ne sont pas défavorables à ce genre de turbines.

Si l'on cherche un très haut rendement, on est amené à opérer sur des veines de vapeur toujours refaites, à employer aussi bien pour les aubages mobiles que pour les aubages fixes des sections convergentes, et, par suite, à employer la turbine d'action et réaction. La perte par fuites est négligeable vis-à-vis d'une perte beaucoup plus considérable, de 30 pour 100 au moins, due aux tourbillons et vitesses inutilisées des turbines d'action.

On peut encore relever le rendement d'une turbine en employant la vapeur surchauffée.

La courbe de détente, dont nous avons souvent parlé au cours de cette note, n'est pas une adiabatique.

Si l'on se basait sur les résultats donnés par les machines à piston, et en tenant compte du rayonnement, on pourrait croire que cette courbe correspond à une perte de chaleur, que, sur le diagramme entropique, elle se rapproche de l'axe des températures. Les relevés faits sur des turbines existantes montrent que, au contraire, elle s'en écarte, et que la détente se fait avec gain de chaleur.

Cette chaleur est due au mauvais rendement des aubages, les 30 pour 100 de perte correspondent à des vitesses tourbillonnaires, qui s'amortissent par la viscosité du fluide, phénomènes de frottement qui retransforment l'énergie cinétique en chaleur; c'est exactement comme si, tout le long de la détente, étaient distribuées de petites sources de chaleur à débit constant.

Si chacune de ces sources a un débit constant correspondant exactement à l'énergie cinétique absorbée par unité de temps, la température à laquelle chaque source débite sa chaleur joue un très grand rôle, puisque c'est d'elle que dépend la proportion de cette chaleur, qui pourra, dans la suite de la détente, être retransformée en travail.

Or, dans une turbine, le rapport de la différence de température, entre chacune de ces sources et le condenseur, à la différence totale de tempétature est à peu près constant. Si donc on surélève la température initiale, on augmentera dans une proportion analogue la température de chacune des sources, et, par suite, la quantité de travail que l'on peut récupérer de chacune d'elles.

Cette quantité est peut-être notable, puisque la perte par frottement et tourbillons, ou débit de la source en chaleur, est d'environ 30 pour 100 du travail libéré directement.

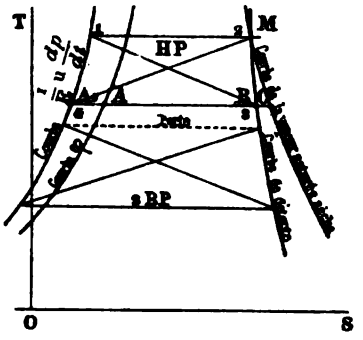
Et, en effet, on a constaté que le bénéfice de la surchauffe était de beaucoup supérieur à celui qu'indiquait, pour une détente adiabatique, le petit gain de surface triangulaire du diagramme entropique.

Pour terminer, il nous reste à montrer comment on peut déterminer les éléments principaux d'une turbine type Marine : *action* et *réaction*.

Diagramme probable. — Nous allons calculer la turbine pour de la vapeur saturée et sèche au point initial M, où la vapeur pénètre dans la valve d'admission.

Nous traçons la courbe de détente (*fig.* 7), ce que des relevés faits sur des

Fig. 7.



turbines existantes nous ont appris à faire. Cette courbe est inclinée vers la droite, sans cependant atteindre la courbe de la vapeur d'eau saturée et sèche; elle correspond, comme nous l'avons vu, à un gain de chaleur. Nous traçons la courbe de la vapeur saturée et sèche, et la courbe d'entropie de l'eau à la pression de la vapeur saturée. Une droite horizontale AC coupera ces trois courbes en trois points A, B et C. AB correspondra à la quantité de vapeur sèche, AC au poids total de vapeur, de sorte que

$$x = \frac{AB}{AC},$$

la quantité de chaleur nécessaire à cette vaporisation est rx, et la longueur AB représente l'entropie $\frac{rx}{t}$.

En ne tenant compte que de la valeur approchée de la vitesse,

$$-\Delta\frac{V^2}{2g} = E\frac{rx}{t}\Delta t,$$

on aurait donc déjà tous les éléments pour calculer très approximativement l'augmentation d'énergie cinétique à une température donnée.

Rien n'empêche d'être plus précis, et de tracer la courbe $\frac{1}{E}u\frac{dp}{dt}$, de telle sorte que A_0B représentera

$$A_0B = \left(E\frac{rx}{t} + u\frac{dp}{dt}\right)\frac{1}{E},$$

et que l'on aura exactement

$$-\Delta\frac{V^2}{2g} = E \times A_0B\,\Delta t.$$

L'ensemble de la turbine peut être séparé en éléments principaux, une turbine à haute pression, deux à basse pression en parallèle, chacune de ces trois turbines étant sur un arbre porte-hélice.

Nous nous imposerons *a priori,* pour chacun de ces éléments, une chute de température telle que l'aire du trapèze 1, 2, 3, 4, qui représente, au rendement près, l'énergie cinétique recueillie par l'élément HP, corresponde à une répartition du travail elle-même imposée *a priori,* par exemple l'égalité des travaux dans toutes les turbines.

Nous nous réserverons, entre chacune des aires telles que 1, 2, 3, 4 et la suivante, une chute de température analogue à celle que l'on prévoit entre les différents diagrammes d'une machine à plusieurs cylindres.

Les pertes dans les aires elles-mêmes ne seront pas figurées sur le diagramme; on en tiendra compte en affectant les vitesses calculées d'un coefficient réducteur propre au type de turbine.

Nous allons nous proposer de déterminer le diamètre moyen de chaque turbine, la hauteur des aubes, leur forme et le nombre d'aubages.

Nous connaissons le débit total de la vapeur en poids, puisque nous connaissons la puissance de la machine projetée, et que l'expérience du type de machine nous a appris à connaître sa consommation. Le débit en volume nous est également connu. En admettant une vitesse normale d'écoulement au premier aubage de 30^m par exemple, nous aurons la section annulaire au premier aubage comprise entre le tambour mobile et le tambour fixe. Nous connaissons la différence de pression entre les deux faces extrêmes du tambour HP; cette différence de pression donne une poussée axiale, qui doit équilibrer la poussée de l'hélice, que nous pouvons évaluer approximativement. Soit Δp cette différence de pression; si R représente le rayon moyen de la turbine HP et P la poussée de l'hélice, on doit avoir

$$\pi R^2 \Delta p = P,$$

ce qui nous déterminera le rayon moyen R.

Pour un tambour de rayon uniforme, ce rayon est celui de la circonférence, qui partage les aubes en deux parties égales dans la hauteur.

Le rayon R sera plus petit pour la turbine HP, parce que la différence Δp des pressions est plus grande.

On n'arrive pas à équilibrer complètement la poussée de l'hélice; la petite différence qui subsiste est équilibrée par une buttée placée à l'avant des turbines.

Avant de déterminer la forme des aubes et le nombre des aubages, examinons comment varient la vitesse de la vapeur et son poids spécifique. La vitesse de la vapeur passe par une série de maxima et de minima. Son poids spécifique décroît d'une façon continue, que nous allons étudier. Nous verrons notamment que, dans l'intervalle qui sépare un minimum d'un maximum de vitesse, la variation de poids spécifique est complètement négligeable,

et que, pour déterminer les sections d'entrée et de sortie d'un aubage, il faut considérer que le fluide n'a pas varié de poids spécifique dans cet aubage.

Si l'on appelle δ_s le poids spécifique de la vapeur d'eau saturée et sèche, t° la température centigrade, on a

$$\operatorname{Log}\delta_s = \frac{4,46\,t^\circ - 516}{t^\circ + 220}.$$

En admettant que le poids spécifique de l'eau soit 1000, le poids du mètre cube de vapeur saturée au titre x sera

$$\delta = x\delta_s + 1000(1 - x).$$

Comme le titre augmente pendant la détente, et que le poids spécifique de l'eau est beaucoup plus considérable que celui de la vapeur, il s'ensuit que la variation de δ est plus petite que celle de δ_s. Si donc nous connaissons la variation de δ_s, nous aurons une limite supérieure de celle de δ.

En différentiant l'expression de δ_s, on trouve

$$2,3\,\frac{d\delta_s}{\delta_s} = \frac{1497}{(t^\circ + 220)^2}\,dt^\circ.$$

Pour avoir une idée moyenne de cette variation, supposons $t^\circ = 100^\circ$, nous aurons

$$\frac{d\delta_s}{\delta_s} = \frac{dt}{157}.$$

Or, dans un aubage mobile ou fixe d'une turbine marine, l'intervalle de température dt est inférieur à 1°; par suite la variation relative du poids spécifique est inférieure à $\frac{1}{150}$, c'est-à-dire négligeable vis-à-vis de la variation de la vitesse que nous savons calculer.

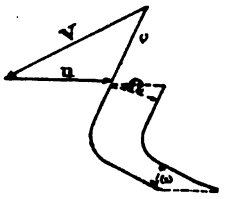
Il faut, bien entendu, en passant d'un aubage à l'autre, suivre la variation de poids spécifique, pour déterminer le moment où il faut changer le modèle d'aube. Plus la température diminue, plus la variation relative augmente. Cette grandeur varie à peu près comme l'inverse du carré de la température absolue $t^\circ + 273$, au lieu de $t^\circ + 220$. Ceci explique pourquoi les turbines BP sont plus fractionnées que les turbines HP, c'est-à-dire ont moins de disques d'un même modèle d'aubes, d'autant plus que, le rayon moyen des turbines BP étant plus grand, les vitesses circonférentielles sont plus grandes, ce qui permet une plus grande chute de température dans chaque aubage.

Revenons maintenant à la forme de l'aube.

Dans la figure 8, V représente la vitesse absolue de la vapeur à la sortie d'un aubage fixe par exemple, u est la vitesse de l'aubage mobile dirigée en sens inverse, v est par suite la vitesse relative d'entrée de la vapeur dans cet aubage; nous disposons de ces trois grandeurs, puisque nous disposons de V et de u, nous pouvons donc faire le triangle qui nous semblera préférable; il

faut seulement que la vapeur entre sans choc dans l'aubage, pour qu'il n'y ait pas de vitesse perdue. Si l'aubage n'avait pas d'épaisseur, il faudrait donc qu'il soit dirigé dans la direction de v à l'entrée. Dessinons-le de cette manière. De plus, à la sortie, donnons-lui la direction symétrique de celle

Fig. 8.



de V par rapport à l'axe de la turbine; nous aurons ainsi créé une section d'entrée Ω et une section de sortie ω, proportionnelles à la longueur des lignes sur lesquelles ces lettres sont portées, si, comme dans le cas des turbines marines, les aubages sont de hauteur uniforme. Ω est perpendiculaire à v, ω est perpendiculaire au symétrique de V; comme la distance qui sépare les aubes dans la direction de u est uniforme, il s'ensuit que :

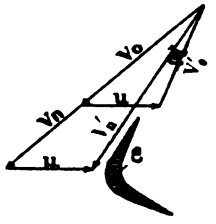
$$\frac{\Omega}{\omega} = \frac{V}{v}.$$

Nous venons de voir que, dans un aubage, la variation de densité était négligeable; si donc la vapeur passe par la section Ω avec la vitesse v, elle sortira par ω avec la vitesse V; comme elle est dirigée symétriquement, il s'ensuit que le triangle précédent de l'aubage va se reformer identique à lui-même, mais symétrique à l'arrière de l'aubage, et, si les aubes fixes ont la même forme que les aubes mobiles, la vapeur pénétrera dans l'aubage fixe comme elle était entrée dans l'aubage mobile, sans perte de vitesse.

Les aubages fixes et mobiles pourront être faits identiques.

Si le poids spécifique de la vapeur restait constant, il n'y aurait donc qu'un modèle d'aube. En réalité, le poids varie. En supposant que V_0 soit la vitesse à la sortie du premier aubage (*fig.* 9), V_n plus grand sera, par exemple,

Fig. 9.



vitesse à la sortie du dernier; comme, sur un même tambour, u est constant, il s'ensuit que V'_0 et V'_n auront à la fois une direction et une grandeur diffé-

rentes, mais si l'angle ε représente l'angle de l'épaisseur des aubes, la vapeur entrera tangente à la face interne pour les premières aubes, tangente à la face externe pour les dernières, en passant par tous les intermédiaires, et c'est la condition que l'on peut se proposer de réaliser pour éviter les chocs et pertes de vitesse autant que possible.

Nous nous sommes donné u et v. Pour que le triangle des vitesses soit possible, nous aurons à réaliser un V. Ceci nous déterminera l'intervalle moyen de température par aubage; en admettant que la vitesse réelle soit les 90 pour 100 de la vitesse théorique, cette réduction correspond à une perte d'énergie de 20 pour 100. Connaissant l'intervalle moyen de température, nous avons le nombre d'aubages d'une turbine, puisque nous nous sommes donné *a priori* le travail que devait faire cette turbine sur le diagramme entropique, c'est-à-dire la chute totale de température qui lui correspond. Pour l'ensemble d'un aubage fixe et mobile l'intervalle est d'environ 1° sur les turbines marines.

Pour un échelon de turbine (une turbine HP par exemple), où tous les aubages sont les mêmes, l'intervalle de température Δt est différent pour chacun de ces aubages.

Puisque dans ce cas le rapport des sections à l'entrée et à la sortie est toujours le même, et que le poids spécifique ne varie pas dans l'aubage, le rapport des vitesses à l'entrée et à la sortie reste constant, et l'on a

$$\frac{v}{V} = \sin\alpha.$$

D'autre part

$$\frac{V^2}{2g} - \frac{v^2}{2g} = \frac{Erx}{t}\,\Delta t \qquad (\Delta t \text{ en valeur absolue}),$$

par suite

$$\frac{V^2\cos^2\alpha}{2g} = \frac{Erx}{t}\,\Delta t.$$

Si nous appelons Φ le débit en poids par unité de la section de sortie, nous aurons

$$V\delta = \Phi,$$

δ étant le poids spécifique de la vapeur au titre x; comme ω est constant pour la turbine que nous considérons, où toutes les aubes sont identiques, Φ sera constant comme le débit total; nous pourrons écrire

$$\frac{\Phi^2\cos^2\alpha}{2g\delta^2} = \frac{Erx}{t}\,\Delta t.$$

Nous avons vu que $\frac{Erx}{t}$ variait peu; on peut donc dire que, sur une même turbine, où tous les aubages sont les mêmes, l'intervalle de température par aubage varie comme l'inverse du carré du poids spécifique de la vapeur.

Il peut se faire que la division du diagramme choisie *a priori* conduise à des formes d'aubes inadmissibles; seule l'expérience du type de machine

peut apprendre comment le diagramme doit être divisé, et le nombre des échelons à prévoir.

Il sera néanmoins toujours facile de contrôler ces prévisions, et de procéder par approximations successives, en partant au besoin de la forme de l'aube.

Cette méthode n'est pas meilleure que celle que l'on emploie pour déterminer les dimensions principales d'une machine à piston à plusieurs détentes, mais elle peut donner en pratique d'aussi bons résultats.

APPENDICE.

Nous avons pour calculer la vitesse d'écoulement de la vapeur deux formules : la première par la fonction H, où l'on a pour des différences finies

$$\Delta q - \Delta \frac{V^2}{2g} = \Delta H;$$

la deuxième par la relation

$$-d\frac{V^2}{2g} = \frac{Erx}{t}\,dt + u\,dp,$$

qui s'applique à des différences infiniment petites.

La première formule, plus exacte quand la différence de température est grande, est d'un maniement plus difficile, puisqu'elle nécessite la connaissance de Δq, chaleur absorbée par la vapeur pendant la détente, et qu'il faudrait relever sur le diagramme probable de détente.

Pour une différence infiniment petite de température, la première formule doit conduire aux mêmes résultats que la deuxième.

Pour pouvoir comparer ces deux formules d'une façon simple, nous allons supposer que la détente est adiabatique, et poser

$$\Delta q = 0.$$

Nous avons vu que, à moins d'un millième près,

$$\Delta H = \Delta E(rx + t) + u\Delta p;$$

nous retrouvons comme deuxième terme du deuxième membre le produit $u\Delta p$, identique pour une variation infiniment petite au terme $u\,dp$ de la deuxième relation; il nous reste donc à comparer

$$\frac{Erx}{t}\,dt \quad \text{à} \quad dE(rx + t).$$

Or l'entropie S de la vapeur d'eau au titre x est

$$S = L\iota + \frac{rx}{t}.$$

Comme nous avons supposé que la détente est adiabatique, la variation de cette entropie pendant la détente doit être nulle, et l'on a

$$\frac{dt}{t} + \frac{d(rx)}{t} - \frac{rx}{t}\frac{dt}{t} = 0,$$

ce que l'on peut écrire

$$dt + d(rx) = \frac{rx}{t}\,dt,$$

qui exprime l'égalité entre les deux expressions que nous voulons comparer.

Nous avons vu que le terme udp était négligeable vis-à-vis du terme $E\frac{rx}{t}dt$, si l'on se contentait d'une approximation de $\frac{1}{100}$; ce terme sera donc négligeable avec la même approximation vis-à-vis du terme égal $Ed(t + rx)$. On pourra donc écrire dans ces conditions, à une constante près,

$$H = E(t + rx),$$

où t peut tout aussi bien représenter la température centigrade que la température absolue par suite du jeu de la constante. Si t représente la température centigrade, $t + rx$ est la chaleur totale de vaporisation de l'eau, au titre x, désignée par λ_x. On peut donc donner à H la forme simple

$$H = E\lambda_x.$$

NOTE SUR LES ESSAIS DES CROISEURS ANGLAIS

DE TROISIÈME CLASSE

A TURBINES ET A MACHINES ALTERNATIVES,

PAR M. HART,
Ingénieur attaché au service maritime du Chemin de fer du Nord.

Les essais des croiseurs de troisième classe *Amethyst, Topaze, Sapphire* et *Diamond* mus, le premier par des turbines Parsons, et les autres par des machines alternatives, sont fort intéressants, tant au point de vue de la consommation de combustible et de vapeur, qu'à celui des progrès qu'ils dénotent dans l'application des turbines à la propulsion des navires.

Nous ne nous étendrons pas sur la question de consommation, déjà traitée dans divers organes techniques, et sur laquelle le tableau des pages 79 et suivantes et le graphique de la page 75, annexés à la présente note, donnent les renseignements publiés jusqu'ici, avec quelques légères différences cependant; les chiffres comparatifs de puissance déduits par extrapolation, qui ont été publiés jusqu'ici, paraissent un peu forts.

Nous nous bornerons à constater que, si à 10 nœuds la consommation de combustible par cheval est de 25 pour 100 plus élevée pour les turbines que pour les machines alternatives, il y a égalité à 13 nœuds, et qu'à 22 nœuds, vitesse maxima qu'aient permis d'atteindre les machines alternatives, elle est de 33 pour 100 moins forte.

L'influence du type de chaudières sur la consommation de combustible par cheval paraît être assez faible, autant qu'on peut en juger par les chiffres publiés, et qu'on trouvera groupés au tableau n° 1 ci-après, classés d'après la pression de l'air dans la chambre de chauffe.

Si à l'aide de ces chiffres, en nombre insuffisant d'ailleurs, on essaie d'établir des courbes, on constate qu'il y a peu de différence entre celle de la chaudière Yarrow modifiée et celle de la chaudière Laird Normand. Toutefois, les points d'observation sont trop peu nombreux dans certaines parties des courbes, pour qu'il soit possible d'en tirer des conclusion bien nettes.

TABLEAU N° 1.

Caractéristiques des chaudières.

Nom du navire.....	*Amethyst*	*Topaze*	*Diamond*	*Sapphire*
Système de chaudières.....	Yarrow modifiées	Laird Normand		Reed
Surface de chauffe S..	2412m²,42	2415m²,39	2415m²,39	2415m²,39
Surface de grille *s*.	45m²,85	"	"	"
Rapport $\frac{S}{s}$.....	52,5	"	"	"

Résultats des essais.

Pression d'air dans les chaufferies.	Système de chaudières.	Nombre de chaudières en feu.	Surface de chauffe correspondante.	Pression aux chaudières	COMBUSTIBLE BRULÉ		EAU VAPORISÉE		
					par heure.	par mètre carré de surface de chauffe.	par heure.	par mètre carré de surface de chauffe.	par kilogramme de charbon.
mm			m²	kg	kg	kg	kg	kg	kg
5	Laird Normand...	4	966,16	14,062	1041,230	1,077	9656,830	8,992	9,274
7,1	»	6	1447,45	13,920	2104,240	1,451	19164,910	13,218	9,107
7,6	Yarrow modifiées.	10	2412,42	18,843	2143,230	0,888	19994,850	8,883	9,338
11	»	10	2412,42	17,296	3797,480	1,549	34689,575	14,379	9,115
11	»	10	2412,42	17,943	4960,940	2,056	45624,821	18,912	9,189
21	Laird Normand...	10	2415,39	17,570	7007,000	2,900	60881,468	25,205	8,688
22	»	8	1932,32	17,570	4943,150	2,557	41041,750	21,239	8,302
30,2	»	8	1932,32	16,874	4754,500	2,460	43022,184	22,268	9,049
40,6	Yarrow modifiées.	10	2412,42	18,322	11073,077	4,590	86403,087	35,815	7,807
43,2	»	10	2412,42	17,034	10899,900	4,518	80199,200	33,244	7,358
45,7	Laird Normand...	10	2415,39	19,050	11859,000	4,909	90310,000	37,389	7,615
48,2 (1)	Yarrow modifiées.	4	965,96	18,209	1312,184	1,360	11908,910	12,340	9,080
51,8	Laird Normand...	10	2415,39	19,400	12561,950	5,200	95212,330	39,418	7,578

(1) Le chiffre de 48mm,2 est probablement inexact, les autres données se rapprochant beaucoup de celles correspondant à la marche avec 5mm à 7mm de pression d'air.

La chaudière Laird Normand paraît cependant avoir aux allures élevées un léger avantage, tant au point de vue de la vaporisation par mètre carré de surface de chauffe, qu'à celui de la vaporisation par kilogramme de combustible, ou par la quantité de combustible brûlée par mètre carré de surface de chauffe.

L'allure maxima a d'ailleurs été relativement modérée, puisque la vaporisation par mètre carré de surface de chauffe n'a pas dépassé $39^{kg},4$.

Au point de vue de la consommation de vapeur, les conclusions sont à peu près les mêmes que pour la consommation de combustible.

A 10^{n}, la consommation des turbines est de 25 pour 100 plus élevée que celle des machines alternatives; il y a égalité vers 15^{n}, puis elle décroît par rapport à celle des machines alternatives, de telle sorte qu'à 22^{n}, elle est au contraire moindre d'environ 34,7 pour 100.

Sans doute, on peut objecter que des machines alternatives qui consomment déjà $8^{kg},500$ de vapeur à 14^{n}, et $9^{kg},944$ à $21^{n},826$ (*Topaze*) ne sont pas économiques.

Cette consommation élevée est certainement la conséquence des dispositions dictées par le peu de hauteur disponible sous le pont cuirassé, mais elle fait ressortir précisément un des avantages des turbines, leur peu d'encombrement en hauteur.

Encore faut-il remarquer que la consommation de ces dernières est très acceptable pour les vitesses supérieures à 18^{n}, puisqu'elle n'est alors que de $7^{kg},256$ pour tomber à $6^{kg},496$ à $23^{n},63$.

Bien qu'intéressants en eux-mêmes, ces chiffres ne sont pas d'ailleurs les caractéristiques des essais. Un point beaucoup plus digne d'attention est la réduction du nombre de tours, qu'on a pu réaliser tout en conservant un rendement global satisfaisant.

A $23^{n},63$, le nombre de tours n'a été en effet que de 449 pour l'arbre central commandé par la turbine à haute pression, et à 10^{n}, il est descendu à 167,2, avec la turbine de croisière il est vrai, mais avec une puissance qui n'a pas dû dépasser 300^{chx} sur cet arbre.

C'est la première fois qu'avec une puissance aussi faible le nombre de tours est aussi réduit, sans qu'il y ait une perte de rendement inadmissible.

Évidemment l'accroissement de consommation de vapeur et de combustible correspond bien à un abaissement notable du rendement, mais les conditions de ce fonctionnement à faible vitesse montrent les progrès déjà réalisés par rapport aux installations précédentes, et permettent d'espérer que, grâce aux données recueillies dans ce nouvel essai, il sera possible de trouver pour les installations futures des turbines de croisière de proportions telles, que leur rendement reste satisfaisant avec des propulseurs à faible pas et faible vitesse de rotation.

On conçoit, en effet, que le rendement global dépendant à la fois du rendement de la turbine et de celui du propulseur, il soit possible de faire sur

le rendement du moteur des sacrifices même assez importants, s'ils sont compensés et au delà par le relèvement du rendement du propulseur.

Ce jeu entre les deux rendements est d'ailleurs facilité par la forme même des courbes de rendement, qui sont de faible courbure dans les régions avoisinant le maximum.

Ce sont ces considérations, étudiées avec grand soin dans chaque cas, qui ont permis à M. Parsons de réduire de trois à un le nombre des propulseurs montés sur chaque arbre, en augmentant le diamètre de l'hélice restante, et réduisant le nombre de tours sans perdre sur le rendement global.

C'est ainsi que le nombre de tours a successivement baissé à 900, puis 750 et 600, pour arriver aujourd'hui à 449, malgré la faible puissance développée.

Avec 449 tours la vitesse périphérique de l'aubage de la turbine H.P. ressort à $26^{m},260$ et, à 491 tours, celle de l'aubage des turbines B.P. ressort à $39^{m},150$.

Ce sont là des vitesses très faibles; encore sont-ce des maximum, et ces vitesses périphériques diminuent assez rapidement au-dessous de 23^{m}. Elles sont presque comparables aux vitesses périphériques admises pour les propulseurs, ce qui explique la possibilité d'atteindre à la fois presque le maximum de rendement pour le moteur et le propulseur.

Il semble que l'étude simultanée de la turbine et du propulseur qu'elle doit actionner soit la meilleure voie à suivre, car une turbine, fût-elle excellente en elle-même, peut donner des résultats médiocres pour la propulsion d'un navire, si ses conditions de fonctionnement ne permettent pas l'établissement d'un propulseur fonctionnant lui-même dans de bonnes conditions.

C'est, il est vrai, une question d'espèce assez difficile à étudier et à résoudre, et qui demande des observations nombreuses et répétées, et c'est à l'étude simultanée des turbines et des propulseurs qu'elles commandent, que Parsons doit le succès de ses installations.

Il est très probable que turbines et hélices prises séparément seraient relativement médiocres, si l'on destinait les unes à conduire des dynamos, et les autres à être actionnées par des machines alternatives.

Le tableau ci-après donne les caractéristiques des turbines et des propulseurs. Ceux-ci, comme on peut le voir, n'ont donné que des reculs absolument comparables à ceux des hélices mues par machines alternatives.

TABLEAU N° 2.

Caractéristiques des turbines et des propulseurs.

Diamètre maximum des tambours.....	Turbine H.P. de croisière...	$1^m,176$
	» M.P. » ...	$1^m,176$
	» H.P. principale.....	$1^m,524$
	» B.P. »	$1^m,524$
Vitesse périphérique.....	Turbine H.P. à 449 tours....	$26^m,260$
	» B.P. à 491 tours....	$39^m,150$
Diamètre des hélices D..	Tribord.....	$2^m,033$
	Milieu.....	$2^m,033$
	Bâbord.....	$2^m,033$
Pas des hélices P.....	Centrale.....	2,000
	Latérales.....	1,754
Rapport $\frac{P}{D}$.....	Hélice centrale.....	0,862
	Hélice latérale.....	0,983
Surface projetée des ailes S.....	Hélice centrale.	$1^{m^2},81$
	Hélices latérales..	$1^{m^2},82$
Rapport de S à la section du cylindre d'eau actionnée	Hélice centrale...	0,560
	Hélices latérales.....	0,558
Reculs.....	A 10 nœuds.....	11,3 pour 100
	A 14 »	13,4 »
	A 18 »	13,6 »
	A 20 »	14,4 »
	A 23,63 »	18,4 »

Comme dans toutes les hélices tracées sur les données de Parsons, le rapport de la surface projetée des ailes à la surface du cylindre d'eau actionnée est très élevé et dépasse 0,5.

Les ailes ont également la même forme que celles des installations précédentes : ce sont des ellipses dont le petit axe est presque égal au grand.

Ces hélices donnent sous un petit diamètre des surfaces propulsives à peu près comparables aux hélices ordinaires plus grandes, pour lesquelles le rapport des deux surfaces est plus faible.

Les résultats obtenus par l'*Améthyst* semblent montrer que les propulseurs sont bien appropriés aux moteurs qui les commandent.

C'est, croyons-nous, sur ceux-ci, et principalement sur les turbines de croisière, que pourraient porter les modifications. On a sans doute été arrêté dans le développement de ces turbines par la considération de poids, la machinerie à turbines pesant $53o^t$, alors que les machines alternatives pèsent $53\gamma^t$, mais il ne paraît pas douteux qu'au point de vue du rendement il y aurait eu avantage à augmenter le nombre des couronnes d'aubages des turbines de croisière.

Les poids de 530t et 537t, et les puissances développées indiqués au tableau suivant font ressortir comme suit le poids par cheval aux différentes puissances :

Vitesse.	Turbines.	Machines alternatives.
	kg	kg
10 nœuds..... ..	591,9	598
14 »	235	238,5
18 »	111	112,5
20 »	72,8	73,7
22 »	»	55,8
23 » »	40,7	»
23,63 »	37,8	»

Quoi qu'il en soit, ces essais marquent un nouveau progrès dans l'application des turbines à la propulsion des navires, et montrent que, même pour les petites vitesses, on peut espérer arriver assez rapidement à des résultats satisfaisants.

Ils font ressortir en même temps l'augmentation de rayon d'action que peuvent donner les turbines pour des vitesses supérieures à 14n,5, augmentation qui peut aller jusqu'à plus de 40 pour 100 vers 20n.

Ces essais ne peuvent que faire attendre avec plus d'impatience et de curiosité ceux que fera dans quelque temps le *Victorian*, paquebot de la Compagnie Allan, et plus tard le *Carmania,* paquebot rapide en construction de la Compagnie Cunard.

Les plans d'ensemble des turbines de l'*Améthyst* n'ayant pas été publiés, nous joignons à cette note, pour montrer la disposition des turbines de croisière, le plan sommaire d'installation des turbines, propulseurs et chaudières d'un croiseur étranger de 11000chx.

La disposition des turbines de croisière présente, par suite du parcours adopté pour la vapeur, une particularité qui mérite d'être signalée.

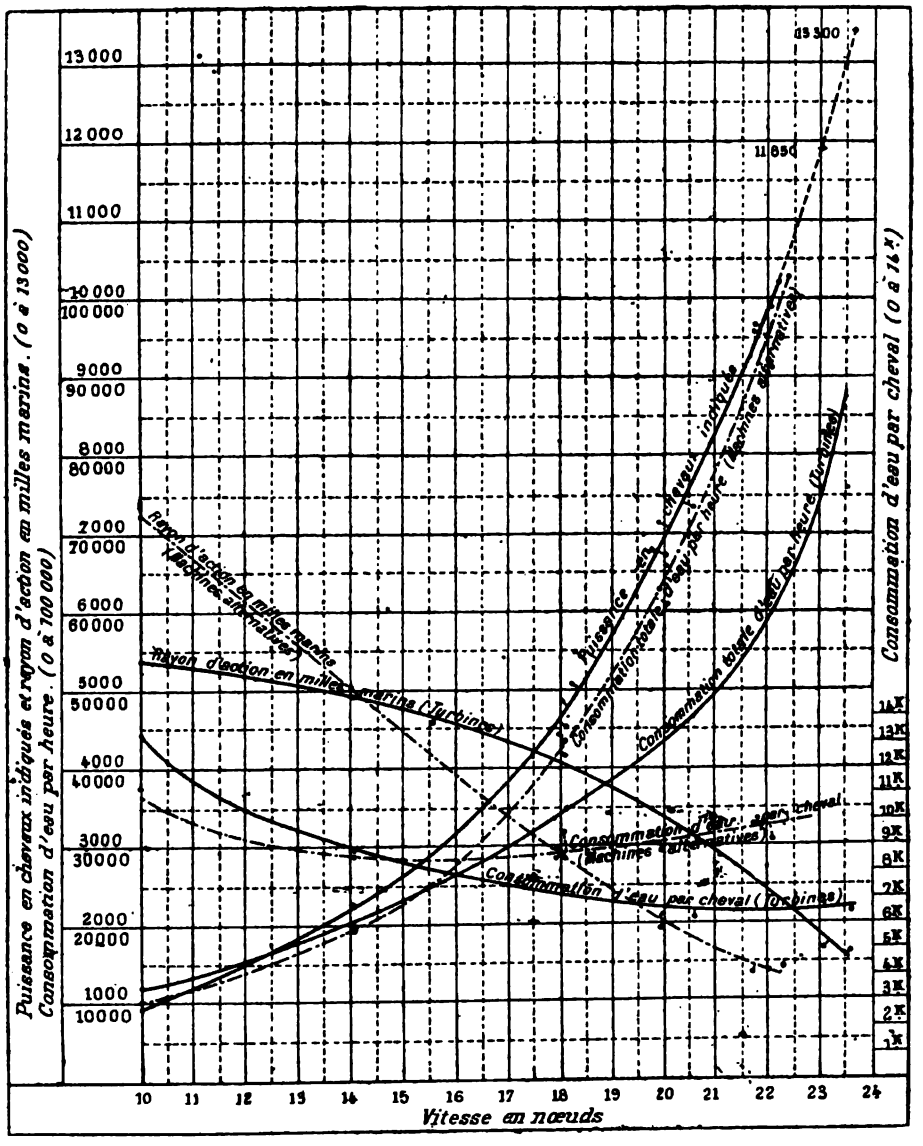
La vapeur vive admise, pour la marche à petite vitesse, dans la turbine H.P. de croisière (D), passe d'abord dans la turbine M.P. de croisière (E), puis de là dans les deux turbines H.P. principales (A, A'), et enfin dans les turbines B.P. principales (B, B').

Elle est admise dans la turbine E du côté de l'arrière, et s'échappe aux turbines H.P. principales du côté de l'avant. Il résulte de cette disposition que, pour faire tourner le propulseur qu'elle commande dans le sens correspondant à la marche avant, la turbine E doit avoir son aubage disposé en sens inverse de celui de toutes les autres turbines qui admettent par leur côté avant.

On remarquera que dans cette installation les turbines de marche arrière latérales sont complètement distinctes de celles de la marche avant H.P. montées sur les mêmes arbres, tandis que les turbines de marche arrière centrales sont dans la même enveloppe que les turbines B.P. montées sur les mêmes arbres.

Il y a quatre propulseurs montés sur quatre arbres disposés deux de chaque bord. Primitivement, chaque arbre devait porter deux hélices de diamètres différents, les hélices d'avant étant plus petites que les hélices d'arrière,

Résultats comparatifs des essais du croiseur à turbines *Amethyst* et des croiseurs à machines alternatives *Topaze*, *Sapphire* et *Diamond*.



mais, comme dans toutes les constructions récentes, les hélices d'avant ont, croyons-nous, été supprimées, et le diamètre des hélices d'arrière augmenté.

En terminant, nous signalerons que sur un nouveau paquebot à turbines, le *Viking*, le nombre de tours, pour une puissance de 10000^{chx} et une vitesse de 22^{n}, a été réduit à 430 pour la turbine H.P., et 450 pour les turbines B.P. C'est encore un nouveau progrès sur l'*Améthyst*.

NOTE COMPLÉMENTAIRE.

Depuis la rédaction de la note précédente il s'est produit plusieurs faits intéressants au sujet de l'application des turbines à la propulsion des navires.

Nous devons d'abord signaler la mise en service des deux paquebots *Victorian* et *Virginian* de l'Allan Line, qui viennent d'accomplir leur premier voyage sur le Canada.

Ces deux paquebots avaient préalablement exécuté des essais sur la base de Skermorlie. Ceux-ci avaient été très satisfaisants, puisque la vitesse de 17 nœuds prévue a été largement dépassée, les deux paquebots ayant réalisé le premier 19^{n},4 et le second 19^{n},75.

Il faut cependant remarquer que ces vitesses ont été atteintes avec un nombre de tours inférieur à 300, chiffre prévu, et qui a été en moyenne de 267 tours. Il semble donc que le pas des hélices est trop grand, et qu'en le réduisant tout en augmentant le nombre de tours pour lui faire atteindre le chiffre prévu, il y aurait accroissement de rendement, et, par suite, de vitesse.

Ces deux paquebots sont les premiers navires de grand tonnage et de vitesse moyenne munis de turbines.

Ils ont une jauge brute de 13000 tonnes, 164^{m},59 de longueur, 18^{m},29 de largeur et 12^{m},34 de creux.

Les turbines qui commandent trois hélices ne développent que 10500 chevaux indiqués.

Le premier voyage du *Victorian* a été contrarié par des fuites aux chaudières et le mauvais fonctionnement des appareils auxiliaires, ce qui n'a pas permis de tenir la pression de régime, et a causé des entraînements d'eau dans les turbines, sans que celles-ci aient souffert d'ailleurs.

De plus, le paquebot a dû faire un détour de 300 milles par suite de la rencontre d'icebergs et de brume.

Ces circonstances expliquent pourquoi la vitesse moyenne de ce voyage, 13^{n},25, est au-dessous de celle réalisée sur base.

La meilleure journée de navigation a été de 383 milles, ce qui correspond

à 15n,95, et la plus mauvaise de 233 milles, ce qui correspond à 9n,7 seulement.

La durée du voyage a été de 7 jours 22 heures 50 minutes, ce qui est relativement médiocre.

Il n'en est pas de même pour la traversée du *Virginian*, sister ship du *Victorian*, qui a été la plus rapide de celles exécutées par les paquebots de l'Allan Line, et n'a duré que 6 jours 22 heures 20 minutes.

Le *Virginian* a battu le *Bavarian*, le paquebot à machines alternatives le plus rapide de la ligne, malgré un accroissement de parcours de 250 milles causé par le temps forcé qu'il a rencontré pendant toute la traversée, et aux nombreux icebergs qu'il a dû éviter.

Sa meilleure journée de navigation a été de 403 milles, ce qui correspond à 16n,8, et la vitesse moyenne ressort à 15n,5. Les chaudières, turbines et appareils auxiliaires ont parfaitement fonctionné.

Le second voyage du *Virginian* a été encore plus satisfaisant et s'est exécuté en 4 jours et 6 heures.

Ces deux paquebots ont d'ailleurs donné toute satisfaction à leurs capitaines, tant au point de vue des qualités nautiques que de la manœuvrabilité.

Avec l'entrée en ligne de ces deux paquebots, qui sont la première application des turbines à des navires de fort tonnage et de vitesse moyenne, disparaissent, tout au moins en partie, les objections faites jusqu'ici à cette application.

Outre cette mise en service, il faut également signaler les essais du torpilleur S 125 de la Marine Allemande, et du croiseur de troisième classe *Lubeck* de la même Marine.

Le torpilleur S 125 a réalisé une vitesse de 28n, au lieu de celle de 26n,5 garantie. Cette vitesse eût pu encore être dépassée, si les appareils auxiliaires n'avaient donné lieu à des mécomptes, leur fonctionnement étant insuffisant même à 18n. On est actuellement en train de les remplacer par des appareils Weir.

Le croiseur *Lubeck* a, de son côté, donné 24 nœuds au lieu des 21n,75 garantis; la vitesse de 23n,5 a été maintenue pendant 8 heures. A la vitesse de 23 nœuds, l'arrêt s'est produit en 1 minute 25 secondes, mais on ne sait si c'est en se servant des quatre turbines de marche arrière, comme il est probable, ou de deux seulement.

Enfin le paquebot à turbines *Onward*, qui a réalisé 22n,54 aux essais, a inauguré un service sur la ligne de Calais-Douvres en transportant le roi Édouard VII en 58 minutes et demie de quai à quai, malgré la marée contraire. Il était venu de Greenwich à Douvres en 34 heures, malgré une mer fort dure.

On voit donc que tous les résultats récents donnés par l'application des turbines à la navigation sont des plus encourageants, même au point de vue des navires de fort tonnage.

Il faut espérer que l'entrée en ligne des deux grands paquebots Cunard viendra confirmer ces progrès.

Il est cependant un point qui semble ressortir des dernières applications, c'est la nécessité de n'employer que d'excellents appareils auxiliaires, ce qui s'explique par l'importance du vide dans le fonctionnement des turbines.

En terminant, nous signalerons également le grand nombre de navires en construction, 16 environ, qui seront munis de turbines, ce qui accroîtra sensiblement la puissance totale demandée par la marine à ce genre de moteurs.

RÉSULTATS COMPARATIFS DONNÉS PAR LES TURBINES ET LES MACHINES ALTERNATIVES.

			A 10 NŒUDS.			A 14 NŒUDS.		
			Améthyst.	*Topaze.*		*Améthyst.*	*Topaze.*	
Données d'essai.	Date de l'essai		19-20 oct. 1904			24-25 oct. 1904	2-3 août 1904	
	Durée de l'essai		24h	24h		24h	24h	
	Puissance réalisée (I.H.P.)		897ihp	897ihp		2251ihp	2251ihp	
	Vitesse réalisée		10n	10n,058		14n,062	14n,08	
Turbines.	Pression aux réservoirs.	Turbine de croisière H.P.	6kg,606	"		13kg,185	"	
		» M.P.	1kg,336	"		4kg,302	"	
		Turbine principale H.P.	0kg,189	"		1kg,266	"	
		Turbines principales B P.	Vide 550mm Vide 500mm	"		Vide 270mm Vide 290mm	"	
Machines alternatives.	Pression aux réservoirs.	Cylindre H P.	"	5,273 kg	5,203 kg	"	9,983 kg	10,540 kg
		» M.P.	"	0,966	0,977	"	2,742	3,234
		» B.P.	"	Vide 91mm,4	Vide 132mm,5	"	0,196	0,295
	Pression moyenne aux cylindres.	Cylindre H.P.	"	1,463	1,486	"	2,712	2,434
		» M.P.	"	0,482	0,492	"	1,094	1,065
		» B.P. avant	"	0,445	0,425	"	0,650	0,728
		» B.P. arrière	"	0,399	0,408	"	0,630	0,685
	Pression moyenne indiquée.	Cylindre H.P.	"	125	125	"	326	292
		» M.P.	"	106	105	"	331	321
		» B.P. avant	"	116	110	"	237	265
		» B.P. arrière	"	104	106	"	230	249
		Totale	"	897ihp		"	2251ihp	
	Vide aux condenseurs.	Tribord	660mm	653mm		685mm	711mm	
		Bâbord	678mm	642mm		660mm	660mm	
	Nombre de tours.	Tribord	198t,2	107t,5		289t,7	150t,7	
		Milieu (ou moyenne)	167t,2	moy. 107t		137t,4	moy. 150t,5	
		Bâbord	204t,2	106t,5		290t,5	150t,3	
	Combustible par cheval indiqué		1kg,462	1kg,160		0kg,952	0kg,934	
	Eau par cheval indiqué		13kg,276	10kg,760		8kg,890	8kg,514	
	Milles marins par tonne de combustible		7m,62	9m,650		6m,56	6m,69	
Rayon d'action.	A 10 nœuds		5415m	7237m				
	A 14 »		.....	.....		4920m	5017m	
	A 18 »		.....	.....		.....	.....	
	A 20 »		.....	.....		.....	.....	
	A 22 »		.....	.....		.....	.....	
	A 23 »		.....	.....		.....	.....	
	A 23,63 »		.....	.....		.....	.....	

OBSERVATIONS. — La puissance indiquée a, pour les turbines, été déduite par interpolation ou extrapolation de la courbe des puissances pour les machines alternatives.

RÉSULTATS COMPARATIFS DONNÉS PAR LES TURBINES ET LES MACHINES ALTERNATIVES.

			A 18 NŒUDS.								
			Améthyst.	*Topaze.*		*Topaze.*		*Sapphire.*		*Diamond.*	
Données d'essai.	Date de l'essai		31 oct.-19 nov. 1904	12-13 juill. 1904		7-8 août 1904					
	Durée de l'essai		30h	30h		30h					
	Puissance réalisée (I.H.P.)		4770IHP	4493IHP		4776IHP		5012IHP		5074IHP	
	Vitesse réalisée		18n,186	18n,1		18n,069		18n.47		18n	
Turbines.	Pression aux réservoirs.	Turbine de croisière H.P.	"	"		"		"		"	
		» M.P.	9kg,632	"		"		"		"	
		Turbine principale H.P.	3kg,775	"		"		"		"	
		Turbines principales B.P.	0kg,090 | Vide 30mm	"		"		"		"	
Machines alternatives.	Pression aux réservoirs.	Cylindre H.P.	"	kg 13,498	kg 13,358	kg 13,217	kg 13,358	"	"	"	"
		» M.P.	"	4,148	4,218	4,148	4,288	"	"	"	"
		» B.P.	"	0,843	0,970	0,61[illegible]	0,745	"	"	"	"
	Pression moyenne aux cylindres.	Cylindre H.P.	"	4,500	4,359	4,341	3,642	"	"	"	"
		» M.P.	"	1,835	1,996	1,872	1,919	"	"	"	"
		» B.P. avant	"	0,970	1,068	0,934	1,057	"	"	"	"
		» B.P. arrière	"	0,970	1,089	0,918	1,080	"	"	"	"
	Pression moyenne indiquée.	Cylindre H.P.	"	821	684	706	678	"	"	"	"
		» M.P.	"	733	790	735	755	"	"	"	"
		» B.P. avant	"	466	511	441	501	"	"	"	"
		» B.P. arrière	"	467	521	449	511	"	"	"	"
		Totale	"	4493IHP		4776IHP		5012IHP		5074IHP	
	Vide aux condenseurs.	Tribord	680mm	630mm		653mm		"		"	
		Bâbord	700mm	610mm		630mm		"		"	
	Nombre de tours.	Tribord	391t,6	198t,6		195t,7		"		"	
		Milieu (ou moyenne)	319t,8	moy. 197t,7		moy. 195t,7		"		"	
		Bâbord	348t,1	196t,8		195t,7		"		"	
	Combustible par cheval indiqué		0kg,796	1kg,058		1kg,035		1kg,064		1kg,029	
	Eau par cheval indiqué		7kg,256	9kg,576		8kg,593		8kg,975		8kg,615	
	Milles marins par tonne de combustible		4m,78	3m,80		3m,67		3m,17		3m,44	
Rayon d'action.	A 10 nœuds										
	A 14 »										
	A 18 »		3585m	2950m		2352m		2602m		2580m	
	A 20 »		.....	.....		.....		.....		.....	
	A 22 »		.....	.....		.....		.....		.....	
	A 23 »		.....	.....		.....		.....		.....	
	A 23,63 »		.....	.....		.....		.....		.....	

OBSERVATIONS. — La puissance indiquée a, pour les turbines, été déduite par interpolation ou extrapolation de la courbe des puissances pour les machines alternatives.

RÉSULTATS COMPARATIFS DONNÉS PAR LES TURBINES ET LES MACHINES ALTERNATIVES.

			A 20 NŒUDS.							
			Amethyst.	*Topaze.*		*Sapphire.*		*Diamond.*	
Données d'essai.	Date de l'essai		4 novembre 1904	10 août 1904					
	Durée de l'essai		8h	8h					
	Puissance réalisée (I.H.P.)		7280IHP	6689IHP		7281IHP		7145IHP	
	Vitesse réalisée		20n,6	20n,063		20n,68		20n	
Turbines.	Pression aux réservoirs.	Turbine de croisière H.P.	"	"		"		"	
		» M.P.	13kg,400	"		"		"	
		Turbine principale H.P.	5kg,315	"		"		"	
		Turbines principales B.P.	0kg,422 | 0kg,337	"		"		"	
Machines alternatives.	Pression aux réservoirs.	Cylindre H.P.	"	15kg,185	15kg,046	"	"	"	"
		» M.P.	"	5,203	5,434	"	"	"	"
		» B.P.	"	0,984	1,055	"	"	"	"
	Pression moyenne aux cylindres.	Cylindre H.P.	"	5,624	5,624	"	"	"	"
		» M.P.	"	2,405	2,573	"	"	"	"
		» B.P. avant	"	1,174	1,197	"	"	"	"
		» B.P. arrière	"	1,167	1,220	"	"	"	"
	Pression moyenne indiquée.	Cylindre H.P.	"	983	982	"	"	"	"
		» M.P.	"	1058	1132	"	"	"	"
		» B.P. avant	"	623	644	"	"	"	"
		» B.P. arrière	"	620	647	"	"	"	"
		Totale	"	6689IHP		7281IHP		7145IHP	
	Vide aux condenseurs.	Tribord	700mm	640mm		"		"	
		Bâbord	700mm	620mm		"		"	
	Nombre de tours.	Tribord	450t,8	219t,6		"		"	
		Milieu (ou moyenne)	361t,1	moy. 219t,4		"		"	
		Bâbord	402t,1	219t,2		"		"	
	Combustible par cheval indiqué		0kg,621	1kg,047		1kg,005		1kg,051	
	Eau par cheval indiqué		6kg,258	9kg,101		8kg,979		8kg,754	
	Milles marins par tonne de combustible		4m,01	2m,86		2m,82		2m,66	
Rayon d'action.	A 10 nœuds								
	A 14 »								
	A 18 »								
	A 20 »		3007m	2145m		2115m		1995m	
	A 22 »		.....	.....		.....		.....	
	A 23 »		.....	.....		.....		.....	
	A 23,63 »		.....	.....		.....		.....	

OBSERVATIONS. — La puissance indiquée a, pour les turbines, été déduite par interpolation ou extrapolation de la courbe des puissances pour les machines alternatives.

RÉSULTATS COMPARATIFS DONNÉS PAR LES TURBINES ET LES MACHINES ALTERNATIVES.

			A VITESSE MAXIMA.							
			Améthyst.	*Amethyst.*	*Topaze.*		*Topaze.*		*Sapphire.*	
Données d'essai.	Date de l'essai		8 nov. 1904	16 nov. 1904	28 juillet 1904		13 août 1904			
	Durée de l'essai		4^h	4^h	4^h		4^h			
	Puissance réalisée (I.H.P.)		11850 IHP	13300 IHP	9868 IHP		9573 IHP		10200 IHP	
	Vitesse réalisée		$23^n,06$	$23^n,630$	$22^n,103$		$21^n,826$		$22^n,340$	
Turbines.	Pression aux réservoirs.	Turbine de croisière H.B.	"	"	"		"		"	
		» M.P.	"	"	"		"		"	
		Turbine principale H.P	$11^{kg},029$	$12^{kg},254$	"		"		"	
		Turbines principales B.P.	$0^{kg},950$ | $1^{kg},026$	$1^{kg},920$ | $1^{kg},920$	"		"		"	
Machines alternatives.	Pression aux réservoirs.	Cylindre H.P	"	"	kg 17,155	kg 17,225	kg 16,870	kg 16,663	"	"
		» M.P	"	"	6,300	6,637	6,257	6,874	"	"
		» B.P	"	"	1,560	1,624	1,582	1,680	"	"
	Pression moyenne aux cylindres.	Cylindre H.P	"	"	8,085	7,804	7,213	6,664	"	"
		» M.P	"	"	3,129	3,319	3,090	3,508	"	"
		» B.P. avant	"	"	1,413	1,512	1,450	1,605	"	"
		» B.P. arrière	"	"	1,512	1,596	1,508	1,659	"	"
	Pression moyenne indiquée.	Cylindre H.P	"	"	1585	1534	1395	1292	"	"
		» M.P	"	"	1541	1637	1508	1716	"	"
		» B.P. avant	"	"	841	897	853	946	"	"
		» B.P. arrière	"	"	897	946	885	978	"	"
		Totale	"	"	9868 IHP		9573 IHP		10200 IHP	
	Vide aux condenseurs.	Tribord	683^{mm}	660^{mm}	$609^{mm},6$		$642^{mm},6$		"	
		Bâbord	686^{mm}	680^{mm}	$609^{mm},6$		$604^{mm},5$		"	
	Nombre de tours.	Tribord	$488^t,8$	484^t	$245^t,6$		$242^t,8$		"	
		Milieu (ou moyenne)	436^t	449^t	moy. $245^t,55$		moy. $243^t,3$		"	
		Bâbord	$492^t,6$	499^t	$245^t,5$		$243^t,8$		"	
	Combustible par cheval indiqué		$0^{kg},919$	$0^{kg},832$	$1^{kg},201$		$1^{kg},312$		$1^{kg},122$	
	Eau par cheval indiqué		$6^{kg},767$	$6^{kg},496$	$9^{kg},151$		$9^{kg},944$		$10^{kg},067$	
	Milles marins par tonne de combustible		$2^m,207$	$2^m,130$	$1^m,85$		$1^m,73$		$1^m,98$	
Rayon d'action.	A 10 nœuds									
	A 14 »									
	A 18 »									
	A 20 »									
	A 22 »		.....	.....	1387^m		1297^m		1432^m	
	A 23 »		1655^m							
	A 23,63 »		.....	1597^m						

OBSERVATIONS. — La puissance indiquée a, pour les turbines, été déduite par interpolation ou extrapolation de la courbe des puissances pour les machines alternatives.

NOTE CONCERNANT LE TORPILLEUR N° 294

MU PAR TURBINES BRÉGUET A DISQUES DE LAVAL,

PAR M. DELAPORTE,

Directeur des Ateliers de Paris de la Maison Bréguet.

Le torpilleur de première classe n° 294 a été construit selon marché souscrit par la Maison Bréguet en 1903; il vient de terminer ses essais de recette.

La coque sort des chantiers de la Gironde; ses dimensions principales sont les suivantes :

Longueur entre perpendiculaires	$38^{m},500$
Largeur extérieure à la flottaison	$3^{m},950$
Tirant d'eau avant	$1^{m},084$
Tirant d'eau milieu	$1^{m},240$
Tirant d'eau arrière	$1^{m},396$
Surface immergée du maître couple	$3^{m^2},617$
Déplacement en charge	$97^{tx},479$

L'appareil évaporatoire se compose de deux chaudières du Temple, de $2^{m^2},70$ de surface de grille, chacune.

Les machines comprennent trois turbines Bréguet à disques de Laval, basées sur le principe de l'*action*. Elles sont disposées en série, c'est-à-dire que le même flux de vapeur les parcourt successivement; elles actionnent chacune un arbre distinct, et sont ainsi réparties :

Turbine HP	à tribord
Turbine MP	à bâbord
Turbine BP	au milieu

Les turbines de marche arrière sont incluses dans l'enveloppe de la turbine BP, et n'actionnent que l'arbre central, sur lequel elles sont susceptibles de développer un couple égal à celui que fournit la turbine BP dans la marche avant.

L'échappement, susceptible de se faire à air libre accidentellement, s'effec-

tue dans un condenseur de 140^{m^2} de surface réfrigérante, exécuté, ainsi que l'appareil de servitude indépendant, par les soins du Creusot.

L'installation de la chambre des machines est complétée par deux pompes à huile indépendantes, destinées à assurer le graissage des paliers des turbines et des paliers de butée principaux, et par les appareils auxiliaires usuels. La chaufferie comporte deux pompes alimentaires indépendantes de la maison Thirion, un ventilateur et un réchauffeur sortant des ateliers de M. Normand.

Chacun des arbres, de 70^{mm} de diamètre, actionne deux hélices de $0^m,672$ de diamètre à pas variable, du système de l'auteur; ce système est caractérisé par la présence d'un maximum de pas vers les $\frac{3}{8}$ du rayon. La réduction de pas effectuée vers l'extrémité des ailes a pour effet de s'opposer à une cavitation hâtive de cette extrémité. Elle est calculée de manière que la même dépression règne sur la surface dorsale de l'aile sur tous les rayons : il résulte de cette condition que, pour une vitesse un peu inférieure à celle qui provoque la cavitation, tous les éléments de l'aile fournissent simultanément la poussée maxima qu'ils sont susceptibles de développer dans des conditions normales de fonctionnement, et que ce système permet l'emploi d'une *surface propulsive minima.*

Une déviation notable des filets d'eau voisins du moyeu a pour conséquence un mouvement de giration rapide de ces filets, lorsqu'ils viennent à se rejoindre en arrière de l'arbre. L'effort centrifuge résultant crée une dépression, pouvant aller jusqu'à la cavitation, qui constitue une résistance supplémentaire du bâtiment à la marche : c'est afin d'éviter la production de cette dépression que le pas des hélices décroît vers le moyeu.

Les essais comparatifs effectués en 1904 par la marine sur le torpilleur n° 243 avaient mis en évidence les qualités de ce système d'hélices.

L'inclinaison des arbres du torpilleur n° 294 est de 8 pour 100. La distance des hélices montées en tandem est de $2^m,60$ sur les arbres latéraux, et de $2^m,80$ sur l'arbre central.

Poids. — Les poids se répartissent de la manière suivante :

	tx
Coque emménagée	30,4
Chaudières avec eau	17,8
Turbines et appareil de mise en train	11,0
Appareil de servitude et condenseur avec eau	4,25
Tuyautage	2,85
Lignes d'arbres, hélices, paliers de butée	1,95
Appareils auxiliaires	3,0
Poids supplémentaires prévus au marché	23,15
Divers	1,35
Lest	1,7
Total égal au déplacement	97,45

L'addition de lest à l'arrière a été effectuée, dans les limites où le permettaient les termes du marché, en vue d'obtenir un soulèvement plus accentué de l'avant en vitesse. La correction a malheureusement été insuffisante, et, bien que le torpilleur fût mis dans ses lignes d'eau, et que la vitesse ait dépassé 25 nœuds, l'avant n'est jamais sorti de l'eau, contrairement à ce qui se passe sur les torpilleurs en général, et à ce que nous espérions.

Ce mécompte a certainement beaucoup influé sur les résultats des essais de vitesse; nous reviendrons plus loin sur cette question.

Nous remarquerons également que, pour ne pas compliquer d'un second problème de formes nouvelles, toujours délicat, le problème d'utilisation des turbines que nous voulions résoudre, nous avons adopté les formes exactes d'un torpilleur de $37^{m},50$, que l'on a seulement allongé de 1^{m}. Ceci semble une erreur, car ce type de bâtiment offre un arrière moins relevé qu'il n'est nécessaire, et qui constitue au-devant des hélices un masque d'autant plus nuisible que celles-ci sont de plus faible diamètre.

Résultats d'essais. — Voici les résultats obtenus :

Date de l'essai.		19 octobre 1904.	27 janvier 1905.	10 février.
Vitesse réalisée en nœuds		20,862	25,142	14,163
Nombre de tours par minute.	turbine HP..	1358	1645,1	882,3
	» MB..	1367	1724,0	890,7
	» BP..	1300	1770,6	839,7
Nombre de tours moyens		1342	1713,2	870,9
Avance par tour moyenne		$0^{m},479$	$0^{m},453$	$0^{m},502$
Recul apparent pour 100		19,5	23,9	15,6
Pression à l'amont de HP		$9^{kg},967$	$14^{kg},920$	$3^{kg},006$
Vide au condenseur		$65^{cm},7$	$63^{cm},0$	$70^{cm},6$
Puissance en chevaux effectifs		1246	2360	301
Charbon brûlé par heure			2340^{kg}	470^{kg}

Vitesse réalisée en marche arrière : 10 nœuds.

Déductions des résultats d'essais concernant les machines. — 1° *Essai à 25 nœuds.* — Il ressort de nos calculs, basés sur les résultats d'essais en usine, que le débit de vapeur à travers les turbines pendant l'essai de grande vitesse était de 15400^{kg} à l'heure. D'après son constructeur, l'appareil de servitude consommait environ 1200^{kg}; nous estimons à 1500^{kg} la consommation globale du ventilateur, des pompes alimentaires et des auxiliaires divers (pompes à huile, servo-moteur de barre et pompe de service).

Il s'ensuit un débit total de 18100^{kg}, correspondant à une production de $7^{kg},75$ par kilogramme de charbon : cette vaporisation nous semble normale, étant données l'allure de la combustion (430^{kg} par mètre carré de grille), et la température relativement faible (65°) de l'eau d'alimentation au réchauffeur durant l'essai.

La consommation de vapeur des turbines, résultant du débit de 15400^{kg} à l'heure indiqué ci-dessus, et de la puissance de 2360 chevaux, calculée d'après les expériences faites en usine, ressort à 6^{kg},60 par cheval-effectif.

Nous observerons d'abord que le vide réalisé, corrigé de la hauteur barométrique du jour, était seulement de 63^{cm}, et que la puissance développée eût été majorée d'environ 6 pour 100 et portée à 2480 chevaux, si le vide avait atteint 67^{cm}. L'appareil de condensation est très puissant, et réalise ce degré de vide, mais, par oubli, les purges du servo-moteur de barre étaient restées ouvertes pendant l'essai. La consommation de vapeur des turbines eût été ramenée à 6^{kg},29 par cheval-effectif, chiffre correspondant probablement à 5^{kg},47 par cheval indiqué.

Cette consommation n'est pas élevée; il convient en effet de considérer :

1° Qu'elle est relative à une machine fonctionnant en surcharge, une admission directe, importante, étant effectuée en MP.

2° Que la vitesse de rotation des turbines a été réduite, lors des études d'hélices, fort au-dessous des prévisions primitives (2000 t. m.), et que par suite les machines ne sont pas placées dans les conditions de rendement les plus favorables.

2° *Essai à 14 nœuds.* — Ramenée à 14 nœuds, la consommation horaire de charbon mesurée à 14^{n},163 est de 453^{kg}. La puissance indiquée, à cette allure, est de 319 chevaux sur les torpilleurs de 86 tonneaux, et, si l'on admet les conclusions d'une note de l'auteur, insérée au présent bulletin, leur consommation de charbon à l'heure atteint $319 \times 0,7 = 223^{kg}$.

La consommation du torpilleur n° 294 représente sensiblement le double de ce chiffre. Ceci résulte principalement :

1° Pour une faible part, de l'augmentation du déplacement;

2° De l'emploi d'un appareil de servitude et de pompes alimentaires indépendants;

3° Du rendement faible des propulseurs (*voir* plus loin);

4° De la consommation réellement élevée des turbines, qui se trouvent fonctionner simultanément au huitième de leur puissance maxima, et à une vitesse très réduite. Cette simultanéité, favorable pour les machines à pistons, est un écueil pour les turbines, d'ailleurs non insurmontable.

Déductions des résultats d'essais concernant les hélices. — Les cylindres d'eau actionnés par les turbines montées en tandem sur un même arbre se recoupent partiellement, leur partie commune représentant une quantité d'eau, déjà actionnée par l'hélice avant, qui traverse l'hélice arrière sans y créer de résistance sensible. Il est clair que, au point de vue du calcul de la poussée et du recul, ce fait équivaut à une réduction de la surface propulsive, dont la valeur réelle doit être affectée d'un coefficient C inférieur à l'unité. Les résistances passives des ailes, dues au frottement de l'eau, à leur épaisseur matérielle et à leurs biseaux, conservant leur valeur intégrale, la réduc-

tion ci-dessus indiquée de la surface propulsive est accompagnée d'une diminution de rendement.

Nous déduisons des résultats d'essais :

1° Le coefficient C pour les hélices employées est égal à 0,785;

2° La poussée nécessaire pour imprimer au torpilleur n° 294 une vitesse égale à $25^{n},142$ est égale à 6500^{kg};

3° Le rendement des hélices à cette vitesse est de 48 pour 100.

Un seul jeu d'hélices ayant été essayé sur le torpilleur n° 294, il n'est pas probable, *a priori*, qu'il réalise le rendement le plus élevé qu'il soit possible d'atteindre. L'analyse des résultats d'essais nous a permis de séparer avec exactitude les pertes diverses qui affaiblissent le rendement, et de rechercher ensuite, sur des bases plus sérieuses que celles que nous possédions il y a un an, quelles hélices fourniraient le rendement maximum; le calcul nous indique que par une réduction notable du diamètre des hélices, sans altérer sensiblement la vitesse de rotation des turbines, et en conservant l'emploi d'hélices en tandem, le rendement pourrait être porté à 57 pour 100.

S'il en est bien ainsi, on réalisera probablement $26^{n},5$, et la consommation à 15 nœuds subira une réduction notable.

Observations relatives aux essais. — L'emploi d'un appareil de servitude indépendant conduit à des démarrages faciles, opérant à volonté avec une extrême douceur ou avec rapidité. La facilité du renversement de marche atténue un peu les inconvénients du défaut de puissance de la turbine de marche arrière : on peut en effet, sans danger aucun, sans toucher à la valve principale d'admission, et sans troubler à aucun instant le régime de débit des chaudières, diriger presque instantanément par la manœuvre de l'appareil de mise en train la totalité de la vapeur sur la turbine de marche arrière; ceci quelle que soit la vitesse.

Le fonctionnement des machines a été trouvé très satisfaisant. Aucune vibration des turbines n'a été observée, et les arbres de transmission latéraux n'en présentent que de très faibles, malgré le voisinage de leurs hélices avant et de la coque. Seule, une vibration locale du bordé, paraissant présenter un maximum vers 16 nœuds, a été remarquée au droit de l'appareil de servitude et d'un seul bord, sans que la cause puisse d'ailleurs être imputée au voisinage de cet appareil; elle nous échappe.

Le bâtiment gouverne droit avec barre à zéro à toutes les allures. Ce résultat tient à la légère prépondérance donnée à la turbine bâbord, par rapport à la turbine tribord, pour compenser l'abatage sur bâbord, que tendraient à produire les hélices centrales.

L'emploi d'un gouvernail avant facilite les évolutions. La stabilité est remarquable : par suite de la disposition des turbines dans les fonds la valeur de $\rho - a$ atteint $0^{m},65$, et le bâtiment ne prend pas de bande appréciable lors des virages, même brusques et effectués en vitesse.

Enseignements à tirer des essais du torpilleur n° 294. — I. *Formes.* — Si l'on rapproche les valeurs N des vitesses et celles des puissances F figurant au tableau des résultats d'essais, on constate que le quotient $\frac{F}{N^3}$ croît de 40 pour 100 environ en passant de 14 à 25 nœuds. Ce fait n'implique pas, croyons-nous, une chute importante de rendement des hélices entre ces limites de vitesse; en effet :

1° Nos calculs, basés sur les conditions de fonctionnement réelles des hélices à 14^n et à 25^n, nous conduisent à leur assigner précisément le même rendement (48 pour 100) à ces deux vitesses;

2° L'examen des essais du contre-torpilleur *Harpon* nous a montré que ce bâtiment présente exactement la même chute d'utilisation entre les mêmes limites de vitesse, les conditions de fonctionnement des hélices étant tout à fait normales. Nous trouvons une chute encore plus grande en eaux profondes, pour le torpilleur Allemand de 128 tonneaux, dont les essais sont mentionnés au *Génie civil* du 11 mars 1905.

Nous croyons qu'un changement d'assiette notable ne s'effectue, pour les contre-torpilleurs du type *Harpon*, qu'au delà de 25 nœuds, et nous observons que l'avant du torpilleur Allemand n'est jamais sorti de l'eau, non plus que celui du torpilleur n° 294. Sans doute doit-on inférer de ce rapprochement que la chute d'utilisation observée est normale pour des bâtiments qui ne *lèvent pas le nez.*

L'inclinaison de 8 pour 100 des arbres sur le torpilleur n° 294 tend évidemment à s'opposer au changement d'assiette. Un examen attentif montre que l'effet dû à cette cause ne peut être que très minime, et que l'absence constatée de changement d'assiette soulève seulement un problème des formes qui échappe à notre compétence. Nous serions toutefois disposés à croire que la grande valeur de la hauteur métacentrique longitudinale ($112^m,712$) a eu une fâcheuse influence à ce point de vue, et qu'une modification heureuse des formes consisterait, pour réduire cette hauteur, à affiner davantage les extrémités, le déplacement se retrouvant par un accroissement du maître-couple.

L'affinement de l'arrière, joint à une forme en voûte plus accusée, aurait cet autre avantage d'éloigner davantage des hélices le masque que constitue pour elles la coque du bateau.

II. *Appareils auxiliaires.* — L'appareil de servitude indépendant doit être condamné, en raison de la consommation élevée de vapeur à laquelle il conduit; d'autre part, la commande exclusive des pompes à air par les turbines nous semble de nature à créer des difficultés pour les démarrages et les renversements de marche.

Nous préconisons une solution mixte comportant un appareil de servitude indépendant, de dimensions très réduites, et strictement suffisant pour assurer la sécurité des manœuvres, appareil toujours en fonctionnement, et des pompes à air principales commandées par les turbines, avec circulation prin-

cipale par sillage. Dans le même but, la pompe alimentaire normalement en service devrait être commandée par les turbines; une petite pompe auxiliaire, actionnée par l'appareil de servitude indépendant, permettrait de parer à toute difficulté lors des manœuvres ou stoppages.

III. *Machines.* — La substitution à la turbine HP unique de deux turbines de résistance inégale, c'est-à-dire capables de débits inégaux, l'une d'elles pouvant d'ailleurs être subdivisée, permettrait, par le couplage en série ou en parallèle de ces machines, de marcher à vitesse réduite avec une pression de vapeur élevée, par suite, dans des conditions économiques, ou de livrer passage pour la marche en vitesse au débit de vapeur maximum.

Cette substitution serait de nature à favoriser la bonne répartition de la puissance sur les divers arbres aux diverses allures, condition d'autant plus importante, qu'en raison de la faible surface propulsive qui convient, les reculs sont déjà élevés avec des puissances bien réparties.

Conclusions. — Nous croyons, en raison des observations qui viennent d'être faites, qu'il ne convient pas de conclure des résultats bruts d'essais du torpilleur n° 294 à une infériorité fatale du mode de propulsion par turbines. Les perfectionnements entrevus semblent de nature, par leur importance, à rendre faible cette infériorité; celle-ci n'existerait sans doute plus si l'on arrivait à abaisser légèrement la vitesse des turbines en conservant leur rendement actuel, et surtout si l'on parvenait à conserver un rendement assez élevé sous une vitesse de rotation inférieure de moitié à la vitesse maxima. Or, tout cela est théoriquement réalisable; nous serons à même d'ici quelques mois de vérifier expérimentalement l'exactitude de nos prévisions à cet égard.

Nos premières études semblent indiquer que sur des bâtiments plus importants on peut espérer voir la turbine affirmer sa supériorité. Les résultats obtenus à l'étranger sont d'ailleurs de nature à nous confirmer dans cette opinion.

NOTE SUR LA CONSOMMATION

A UNE PUISSANCE TRÈS RÉDUITE

DES TORPILLEURS ET CONTRE-TORPILLEURS

PAR M. DELAPORTE,

Directeur des Ateliers de Paris de la Maison Bréguet.

La consommation de charbon par cheval indiqué, à la vitesse de 14 nœuds, a été donnée, pour divers bâtiments, par M. Bertin dans son ouvrage sur les *Chaudières marines*. Nous y trouvons :

	kg		kg
Torpilleur 203.....	0,415	*Durandal*.....	0,42
Cyclone.....	0,38	*Charles-Martel*.....	0,625
Forban.....	0,383	*Dupuy-de-Lôme*.....	0,66

Ces chiffres oscillent autour de $0^{kg},4$ pour les torpilleurs et contre-torpilleurs; autour de $0^{kg},64$ pour les cuirassés et croiseurs.

L'écart de ces deux moyennes est singulier :

1° Par sa grandeur;

2° Parce qu'il se produit en faveur des machines les moins puissantes;

3° Parce qu'il se produit aussi en faveur de machines qui ne développent qu'une fraction notablement plus réduite de leur puissance maxima. C'est ainsi que, à 14 nœuds, la machine du *Cyclone* fonctionnera au $\frac{1}{9}$ de sa puissance maxima, tandis que, à la même allure, celle du *Charles-Martel* travaille au $\frac{1}{4}$, c'est-à-dire dans des conditions de rendement thermique, qui sembleraient, *a priori*, plus favorables.

La connaissance plus complète que j'ai eue des essais du contre-torpilleur *Harpon* m'a permis, dans le même ordre d'idées, une remarque imprévue.

L'essai de consommation a été effectué à une vitesse de $14^{n},623$ avec un déplacement de $304^{t},313$, et la consommation de charbon horaire a été égale à $303^{kg},937$. La puissance indiquée se déduit des essais effectués à 11, 20 et 25 nœuds en vue de la détermination des courbes d'utilisation; cette puissance indiquée est de $712^{chx},5$.

Dans cet essai, la pression moyenne à la boîte à tiroir HP était de $4^{kg},3745$, et le vide au condenseur de 66^{cm}. Entre ces limites de pression, la consommation théorique de la machine à vapeur parfaite, c'est-à-dire d'une machine idéale dont le rendement thermique serait égal à l'unité, est de $4^{kg},71$ de vapeur par cheval.

Quel rendement thermique est-il possible d'admettre pour les machines du *Harpon?* Me référant aux résultats obtenus par les meilleurs constructeurs, avec des machines puissantes munies de perfectionnements que ne comportent pas les machines marines (distribution Corliss, distribution par soupapes, etc.), je constate que les rendements thermiques les plus élevés réalisés ne dépassent pas 0,70 à 0,75. D'autre part, nous trouvons, dans l'ouvrage sur les *Machines marines* de M. Bertin, l'analyse des diagrammes pris sur le *Descartes* à la puissance de 856^{chx}. Cette analyse, faite par M. Lelong à l'aide du diagramme entropique, conduit à un rendement thermique de 0,68. Elle est précieuse ici, car elle porte sur des diagrammes d'une perfection remarquable, relevés sur une machine qui fonctionnerait dans des conditions particulièrement voisines de celles dans lesquelles sont placées les machines du *Harpon* à 14 nœuds. La pression à la boîte à tiroir HP n'était, en effet, que de $5^{kg},63$, et les admissions différaient peu.

Il ne semble pas, en raison de ce qui précède, que l'on puisse attribuer un rendement thermique supérieur à 0,70 aux machines du *Harpon,* c'est-à-dire que la consommation de vapeur atteignait $\frac{712,5 \times 4,71}{0,70} = 4800^{kg}$ à l'heure.

Il convient d'observer que le service du réchauffeur, qui portait à 55° l'eau d'alimentation, exigerait probablement $\frac{1}{20}$ du poids total de vapeur. Cette fraction ne travaillait que dans deux des cylindres des machines à triple expansion, de telle sorte que le chiffre de 4800^{kg} ci-dessus doit être majoré de $\frac{1}{60}$ et porté à 4880^{kg}.

Les expériences effectuées concernant le rendement des chaudières à circulation accélérée des types en usage sur les torpilleurs et contre-torpilleurs (*voir* les *Chaudières marines* de M. Bertin) ne permettent pas de supposer une vaporisation supérieure à 10^{kg} d'eau par kilogramme de charbon, l'eau étant prise à 55°, et le charbon renfermant 9000^{cal} au kilogramme net et 3 pour 100 de cendres. Il en résulte que dans l'essai à $14^{n},623$ les chaudières du *Harpon* devaient brûler 488^{kg} de charbon à l'heure. L'essai ayant conduit à peine à 304^{kg}, il faut en conclure, je crois, que les essais à 14 nœuds sont extrêmement difficiles à faire en raison de leur faible durée (8 heures), et de la faiblesse de la combustion par mètre carré de grille.

La combustion horaire de 488^{kg}, à laquelle je viens d'arriver, conduit à une consommation par cheval indiqué de $0^{kg},685$. Il convient de remarquer que c'est un résultat calculé dans les conditions de l'essai ($14^{n},623$), et non à 14 nœuds. Les mêmes admissions ayant été employées, comme les plus

favorables, dans un essai à 11 nœuds, il est vraisemblable qu'elles seraient également les meilleures à l'allure intermédiaire de 14 nœuds, pour laquelle la pression à la boite à tiroir HP serait alors réduite à 4^{kg} environ. Sous cette nouvelle pression, la consommation théorique de la machine à vapeur parfaite se trouve portée à $4^{kg},8$ de vapeur par cheval, et la consommation réelle par cheval indiqué doit être majorée dans le rapport $\frac{4,8}{4,71}$; elle devient égale à $0^{kg},6975$.

Nous retrouvons ainsi, comme il est rationnel, un chiffre légèrement supérieur à celui vérifié expérimentalement, sur les cuirassés et croiseurs, dans des essais où les causes d'erreur sont beaucoup plus atténuées.

Je crois donc qu'il convient de considérer la consommation de $0^{kg},700$ de charbon par cheval indiqué comme un minimum de ce qui est réalisé.

Nota. — Je n'ai pas fait état, dans le calcul précédent, de la légère surchauffe, qui résulte théoriquement de la détente sans travail, qui est effectuée entre la chaudière et la boite à tiroir. C'est qu'il suffit de 1 pour 100 d'humidité dans la vapeur au sortir de la chaudière, et de 1 pour 100 de pertes des tuyauteries par rayonnement pour, sinon annihiler, du moins rendre négligeable la surchauffe produite.

DES DIFFICULTÉS SPÉCIALES A L'ACCOUPLEMENT DIRECT

DES HÉLICES AVEC LES TURBINES A VAPEUR

SUR LES NAVIRES,

PAR M. BROSSER,

Ingénieur en chef du Génie maritime.

En général, les publications parues sur les bateaux-torpilleurs à turbines visent surtout à mettre en relief les vitesses étonnantes réalisées aux essais. Pour la *Turbinia,* par exemple, on cite comme un tour de force extraordinaire la vitesse de $34^{n},5$ atteinte sur un parcours de 5 milles, et la vitesse de $31^{n},5$ soutenue pendant 2 heures avec une puissance calculée par la méthode de Froude de 1576^{chx} (?). Sur *Viper,* autre destroyer de 375^{tx}, la vitesse moyenne de six bases consécutives fut trouvée de $36^{n},58$, correspondant à une puissance estimée de 12300^{chx}.

Ces résultats sont certainement remarquables; mais la question intéressante pour l'ingénieur est de savoir s'ils sont dus uniquement à l'emploi des turbines, ou s'ils ne pourraient pas être obtenus tout aussi bien avec des machines ordinaires. Cette opinion est d'autant plus probable, que, si l'on compare les poids de machines et de chaudières des destroyers Anglais et des contre-torpilleurs Français, on trouve que la fraction du déplacement consacrée à la propulsion est à peu près la même dans les deux cas.

		Types	
		Viper.	*Arc.*
Déplacement : D		375^{tx}	302^{tx}
Poids des appareils moteur et évaporatoire :	machines, condenseurs, pompes, chaudières, tuyautage, arbres, propulseurs, eau en ordre de marche. P...	171	123
Rapport : $\frac{P}{D}$		0,45	0,41

Mais cette égalité approchée des rapports $\frac{P}{D}$ ne suffit pas pour trancher la question, et celle-ci reste entière, du moment que l'on ne peut pas faire la part exacte de la puissance développée par les turbines, car nous savons tous le crédit qu'il convient d'accorder à des chiffres tirés d'expériences de petits modèles, et à des calculs basés sur les lois de la similitude, en matière d'hélices.

En l'espèce, le seul élément de comparaison possible entre des bateaux similaires, ne différant entre eux que par l'appareil moteur, est la consommation de charbon. Or, en général, les rapports publiés sur les torpilleurs à turbines sont muets à cet égard... et pour cause. Le seul chiffre précis que nous ayons pu trouver dans les publications techniques, se rapporte à un essai de 3 heures du *Cobra* en charge complète (400^{tx}), et à la vitesse moyenne de $33^{n},83$, pendant lequel la consommation totale de charbon a été de $1160 5^{kg}$ par heure. La surface de grille des chaudières du *Cobra* étant de $25^{m^2},26$, cette consommation accuse une intensité de combustion par mètre carré grille de 460^{kg}, chiffre de beaucoup supérieur à celui de 350^{kg} que ne dépassent guère les contre-torpilleurs Normand de 300^{tx}, de $14^{m^2},25$ de surface de grille, et filant 30 nœuds passés.

Mais poursuivons la comparaison, et calculons la vitesse qu'atteindraient des contre-torpilleurs Normand d'un déplacement égal à celui du *Cobra*, et ayant même surface de grille, même intensité de combustion. On trouve :

$$V = 30^{n}\sqrt[3]{\left(\frac{25,26 \times 460}{14,25 \times 350}\right)\left(\frac{300}{400}\right)^{\frac{2}{3}}} = 36^{n},8 \text{ environ,}$$

soit près de 3 nœuds de plus que le type *Cobra*.

La question paraît donc jugée : les turbines, sur les bateaux torpilleurs, ne donnent rien de plus, au contraire, que les machines ordinaires, aussi légères en somme et aussi économiques dans l'ensemble que les turbines. Nous avons un autre exemple de ce fait, bien caractéristique, sur le 243. Avec sa machine à piston, ce torpilleur filait aisément 24^{n}, à 300^{kg} par mètre carré de grille; avec des turbines et les mêmes chaudières, la vitesse n'a jamais pu dépasser $21^{n},5$, tout en brûlant près de 400^{kg} par mètre carré. Il est vrai de dire que la disposition inclinée des lignes d'arbres était pour beaucoup dans cet insuccès; mais sur le 293, autre torpilleur à turbines, dont la coque à l'arrière a été spécialement dessinée en vue de recevoir des hélices rapides, la vitesse maximum atteinte, $26^{n},2$, n'a été obtenue qu'au prix d'une dépense exagérée de combustible, 2000^{kg} à l'heure, au lieu de 1350^{kg} sur les mêmes torpilleurs ordinaires à la même vitesse.

Et maintenant, si l'on cherche la raison de cette infériorite manifeste des bateaux à turbines, on la trouve dans la mauvaise utilisation des hélices.

Une première difficulté, la plus grave en dehors de la cavitation (que l'on

peut toujours éviter en ne dépassant pas une certaine vitesse circonférentielle), est de réaliser une surface propulsive suffisante, compatible avec la très grande vitesse de rotation du moteur. Nous savons [1] que cette surface doit satisfaire à la relation fondamentale de l'équilibre propulseur-coque

$$\left(\frac{D}{a}\right)^2 \frac{nfD^2}{B^2} = \frac{R}{IK},$$

avec, pour une bonne utilisation, les deux conditions

$$\text{(A)} \qquad \begin{cases} \dfrac{D}{a} = \sim 1, \\ I = \sim 6^\circ. \end{cases}$$

En l'espèce, comme l'avance par tour a est petite, le diamètre D est forcément réduit, et il faut avoir recours à la disposition de plusieurs hélices en tandem sur deux ou plusieurs arbres séparés, ce qui est mauvais au double point de vue de l'influence mutuelle des hélices, et de la résistance supplémentaire créée par les supports des arbres.

Le moyen de remédier en partie à cette situation défavorable des hélices multipliées serait : ou d'augmenter D et I dans la mesure où la cavitation n'est pas à craindre [2], mais ce qui n'en a pas moins pour effet de diminuer le rendement spécifique du propulseur, puisque l'on s'écarte des proportions normales (A); ou bien d'augmenter a, c'est-à-dire diminuer le nombre de tours des turbines, ce qui ne peut se faire qu'en consentant à une réduction notable sur le rendement de ces machines, ou qu'en multipliant outre mesure le nombre des disques, auquel cas on tombe dans un autre écueil, augmentation du poids et de l'encombrement des appareils, sans compensation par ailleurs, et sans parler des inconvénients majeurs, qui subsistent toujours au point de vue des manœuvres et de la marche à vitesse réduite. Ces inconvénients, particulièrement graves pour un bateau de guerre, sont suffisamment connus; il nous paraît inutile de les rappeler.

Sur cette première difficulté provenant du grand nombre de tours des hélices, s'en greffe immédiatement une autre propre à la turbine, qui n'a pas été mise assez en évidence, croyons-nous, et qui résulte de la forme de la caractéristique de ce genre de moteur. Alors que dans une machine à piston, pour un régime donné de pression et d'introduction, le couple moteur sur l'arbre et le rendement de la machine sont à peu près indépendants, dans certaines limites, du nombre de tours, tout au contraire, dans une turbine, ces deux éléments sont essentiellement fonctions de la vitesse angulaire comme l'indique la figure 1.

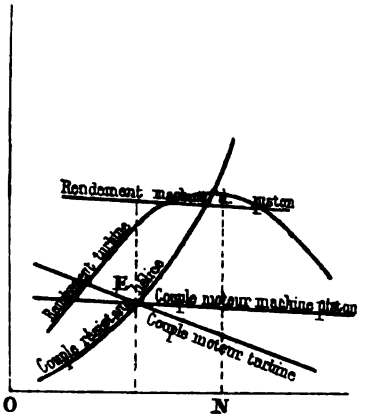
---

(1) Voir *Bulletin de l'Association Technique Maritime*, n° 14, p. 218.

(2) Voir *Bulletin de l'Association Technique Maritime*, n° 15, p. 57.

Il s'ensuit que si le régime d'équilibre (E) de l'ensemble propulseur-turbine s'écarte notablement de l'allure normale N pour laquelle la turbine est supposée établie, non seulement l'utilisation de l'hélice peut s'en trouver affectée, mais surtout le rendement de la turbine est diminué franchement,

Fig. 1.



en sorte que, au total, le rendement global peut devenir mauvais, alors qu'il serait encore bon ou seulement médiocre avec une machine alternative. C'est qu'en effet une machine à piston ne consomme de vapeur qu'autant qu'on lui permet de tourner. Tout différemment, une turbine, qu'elle soit en repos ou en mouvement, est capable d'avaler toute la vapeur des chaudières; il importe donc que la résistance de l'hélice qu'elle actionne soit aussi exactement que possible celle qui correspond à la puissance normale, afin d'avoir une bonne utilisation de l'ensemble. Faute de remplir cette condition, les bateaux à turbines pourront bien atteindre des vitesses supérieures, mais ils dépenseront, pour détenir le record, des quantités considérables de charbon.

Une troisième difficulté, avec les turbines disposées en cascade sur des arbres séparés, consiste en ce que les régimes de ces turbines (HP, MP, BP) n'étant pas les mêmes, il est fort difficile d'obtenir, même avec des hélices appropriées, une marche régulière, ou un synchronisme suffisant pour n'avoir pas besoin de recourir à la manœuvre du gouvernail. Cette disposition, qui complique le problème du propulseur, n'est donc pas à recommander en principe.

Enfin il convient de tenir compte, sur les bateaux à turbines, de l'inclinaison des lignes d'arbres. Cette inclinaison, qui atteint jusqu'à 6° sur le 243, est sans doute la cause la plus importante du déficit de vitesse constaté sur ce torpilleur. Il doit arriver, en effet, par suite de la dissymétrie des ailes par rapport à la direction des filets liquides, que les hélices travaillent à contre-poussée pendant une partie de la circonférence; c'est pourquoi il

importe de loger les turbines le plus bas possible dans la coque, afin d'avoir des lignes d'arbres horizontales, ce qui ne peut pas se faire suffisamment sur les petits bateaux, à moins d'employer des lignes d'arbres articulées.

Au total, comme l'on voit par les considérations qui précèdent, la conduite directe des hélices par les turbines à vapeur sur les navires présente de très grandes difficultés, qui sont loin d'être résolues à l'heure actuelle. En ce qui concerne les navires de guerre particulièrement, on ne peut espérer arriver à un résultat satisfaisant, qu'en limitant l'application aux bateaux rapides d'un tonnage restreint (pour réaliser la surface propulsive avec une ou deux hélices au plus sur chaque arbre), mais suffisant toutefois pour permettre l'installation à la fois de deux turbines latérales (pour l'appoint à grande vitesse), et d'une machine centrale à piston pour les allures économiques de route et la marche en arrière. C'est une combinaison de ce genre qui a été essayée l'an dernier en Angleterre sur un torpilleur Yarrow; les résultats obtenus, satisfaisants paraît-il aux points de vue vitesse, manœuvres, allures réduites, le seraient moins sous le rapport de la consommation à toute puissance. Or il importe que les turbines remplissent exactement le même programme que les machines à piston; autrement on ne s'expliquerait pas, dans la marine, l'engouement pour ce nouveau moteur.

En ce qui concerne les paquebots, la question est tout autre : les machines marchent constamment à la même allure, et les considérations de poids ou d'encombrement sont secondaires. On peut donc faire choix de turbines à disques nombreux, et réduire par cela même la vitesse de rotation à celle qui est nécessaire pour réaliser une surface propulsive convenable avec une hélice seulement sur chaque arbre. Dans ces conditions, si le rendement global n'est pas tout à fait équivalent à celui des machines alternatives, il n'en subsiste pas moins, en faveur des turbines, un gain appréciable dans le prix de premier établissement, et une réduction considérable des frais de conduite, d'entretien en service. Et c'est probablement là, au fond, le plus clair bénéfice commercial à tirer de l'emploi des turbines sur les paquebots à passagers.

DOUBLES HÉLICES CONTRE TRIPLES HÉLICES,

PAR M. LAUBEUF,
Ingénieur en chef du Génie maritime.

L'emploi des hélices triples est encore très controversé.

La question de savoir s'il vaut mieux placer sur un navire trois lignes d'arbres au lieu de deux a été résolue par l'affirmative en France, où depuis le *Dupuy-de-Lôme,* le *Bouvet,* les cuirassés du type *Charlemagne* et tous les grands bâtiments dessinés depuis 1896 par M. Bertin, Directeur de la Section Technique, comportent trois hélices; en Allemagne et en Russie tous les derniers grands bâtiments ont également trois lignes d'arbres.

Par contre, aux États-Unis, les trois hélices n'ont été employées que sur les croiseurs *Columbia* et *Minneapolis* de 18000^{chx}, lancés en 1893-1894. Depuis cette époque tous les bâtiments de guerre Américains mis en chantier n'ont que deux hélices, quoique l'Amiral Melville, Chef du bureau des Machines, se soit déclaré nettement partisan du système à trois hélices. Il en est de même en Italie : les trois hélices ont été essayées sur les avisos *Montebello, Goïto, Tripoli* de 850^{tx}, 2500^{chx}, lancés en 1886-1887-1888, et cette disposition n'a pas été reproduite depuis.

En Angleterre on est resté fidèle à la double hélice, et voici comment Sir William White s'exprime à ce sujet dans son adresse présidentielle à la Session annuelle de la Société des Civil Engineers (octobre 1903) : « J'ai été personnellement responsable de l'emploi continu de la double hélice sur la flotte Britannique. On dit que la triple hélice donne une meilleure utilisation que la double. J'ai eu des occasions exceptionnelles de faire une analyse détaillée des performances de divers bâtiments modernes, et je dis que cela n'est pas exact. L'avantage à cet égard reste de loin à la double hélice, et, s'il est possible qu'avec plus d'expérience, la triple hélice arrive à se rapprocher de la double hélice ou à l'égaler, il est certain qu'avec les conditions actuelles de tirant d'eau, de nombre de tours et de vitesse de piston des machines alternatives, il n'y a aucune raison pour préférer la triple hélice jusqu'à des puissances de 40000^{chx}. »

Il y a donc dans les deux camps opposés de hautes autorités techniques.

La question prend une grande importance à l'heure actuelle. L'exécution du programme de 1900 pour notre marine de guerre est très avancée, et l'on commence à se préoccuper de l'établissement d'un nouveau programme. Il convient donc de voir d'avance si l'on veut reproduire sur les bâtiments futurs la disposition des trois hélices, adoptée sur ceux du programme de 1900, ou au contraire si l'on doit revenir à la double hélice.

Nous voulons essayer dans cette note de discuter les avantages et les inconvénients du système des trois hélices.

I. — Facilité de construction.

La construction des machines est facilitée, dit-on, par le fractionnement en trois de l'appareil moteur.

Cet argument n'a de valeur que suivant la puissance totale à transmettre. Si en Amérique on a employé trois lignes d'arbres pour une puissance de 18000^{chx} sur le *Columbia* et le *Minneapolis,* c'est que, à cette époque, l'état de l'industrie métallurgique aux États-Unis ne permettait pas de trop grande hardiesse dans la construction des lignes d'arbres. Les progrès de cette industrie ont permis ensuite de revenir à la double hélice.

En fait, les grands paquebots Allemands *Kaiser-Wilhelm-der-Grosse, Deutschland, Kaiser-Wilhem II* n'ont que deux hélices pour des puissances totales respectives de 27000^{chx}, 35000^{chx} et 40000^{chx}.

Les paquebots Anglais *Campania* et *Lucania* ont développé 30000^{chx}, *l'Oceanic* 27000^{chx}, les croiseurs cuirassés Anglais *Drake, Good-Hope, Leviathan, King-Alfred* ont donné 31000^{chx}, tous sur deux hélices. Il est bien certain que si l'on veut dépasser ces puissances, on sera contraint de prendre plusieurs lignes d'arbres. C'est ce qui arrive en Angleterre pour les deux grands paquebots que fait construire la Compagnie Cunard, et qui, possédant comme appareil moteur des turbines Parsons, doivent développer 70000^{chx} sur quatre lignes d'arbres.

Mais nous croyons, comme le dit Sir William White, que jusqu'à 40000^{chx} on n'a pas besoin de recourir à plus de deux hélices pour faciliter la construction (il ne s'agit ici que des machines alternatives).

II. — Sécurité.

Le fractionnement de l'appareil moteur en trois machines donne, dit-on, une sécurité plus grande qu'avec deux : (*a*) parce que l'avarie d'une machine ne paralyse qu'un tiers de la puissance au lieu de la moitié; (*b*) parce que la disposition de trois machines permet de supprimer la cloison longitudinale axiale, dangereuse pour la stabilité du bâtiment après avarie.

Sur le premier point, la pratique de la navigation des paquebots et des

bâtiments de guerre à deux hélices montre que la sécurité de navigation est déjà très grande avec deux hélices, et que l'augmentation de sécurité qui résulte de l'emploi de trois hélices n'est pas suffisante pour justifier l'adoption de ce système.

Sur le deuxième point, nous pensons qu'on peut disposer les deux lignes d'arbres de façon à éviter la cloison longitudinale axiale.

Voici à titre d'exemple le dessin de la disposition que nous préconisons, comparée avec la disposition du croiseur-cuirassé *Jeanne-d'Arc* (*fig.* 1 et 2).

Les deux dispositions s'appliquent à un bâtiment de $19^{m},40$ de largeur, $7^{m},50$ de tirant d'eau milieu, ayant des hélices tournant à 140 tours; la pression à la boîte à tiroir est la même dans les deux cas, et les pistons ont même course.

La *Jeanne-d'Arc* loge ses 30000^{chx} dans une tranche du navire ayant $21^{m},30$ de longueur, et occupant $14^{m},40$ de largeur. Il faut y ajouter l'espace occupé à l'avant par les descentes ($2^{m},40$ dans le sens de la longueur, sur une partie de la largeur).

Dans la disposition que nous indiquons, on place 30000^{chx} dans une tranche ayant $17^{m},50$ de long et une largeur de $14^{m},90$. Il faut y ajouter 90^{cm} dans le sens de la longueur pour loger les ventilateurs et les citernes d'eau de réserve, soit $18^{m},40$ en tout. Les deux machines comprennent entre elles un compartiment central, renfermant les condenseurs et leurs accessoires. Les pompes à air du genre Blake, et les pompes centrifuges de circulation sont indépendantes, suivant les idées préconisées par M. l'Ingénieur Lelong (*Bulletin de l'Association Technique Maritime de* 1903). On a donc ainsi l'avantage des trois compartiments, avec deux cloisons étanches longitudinales, dans la même tranche du bâtiment.

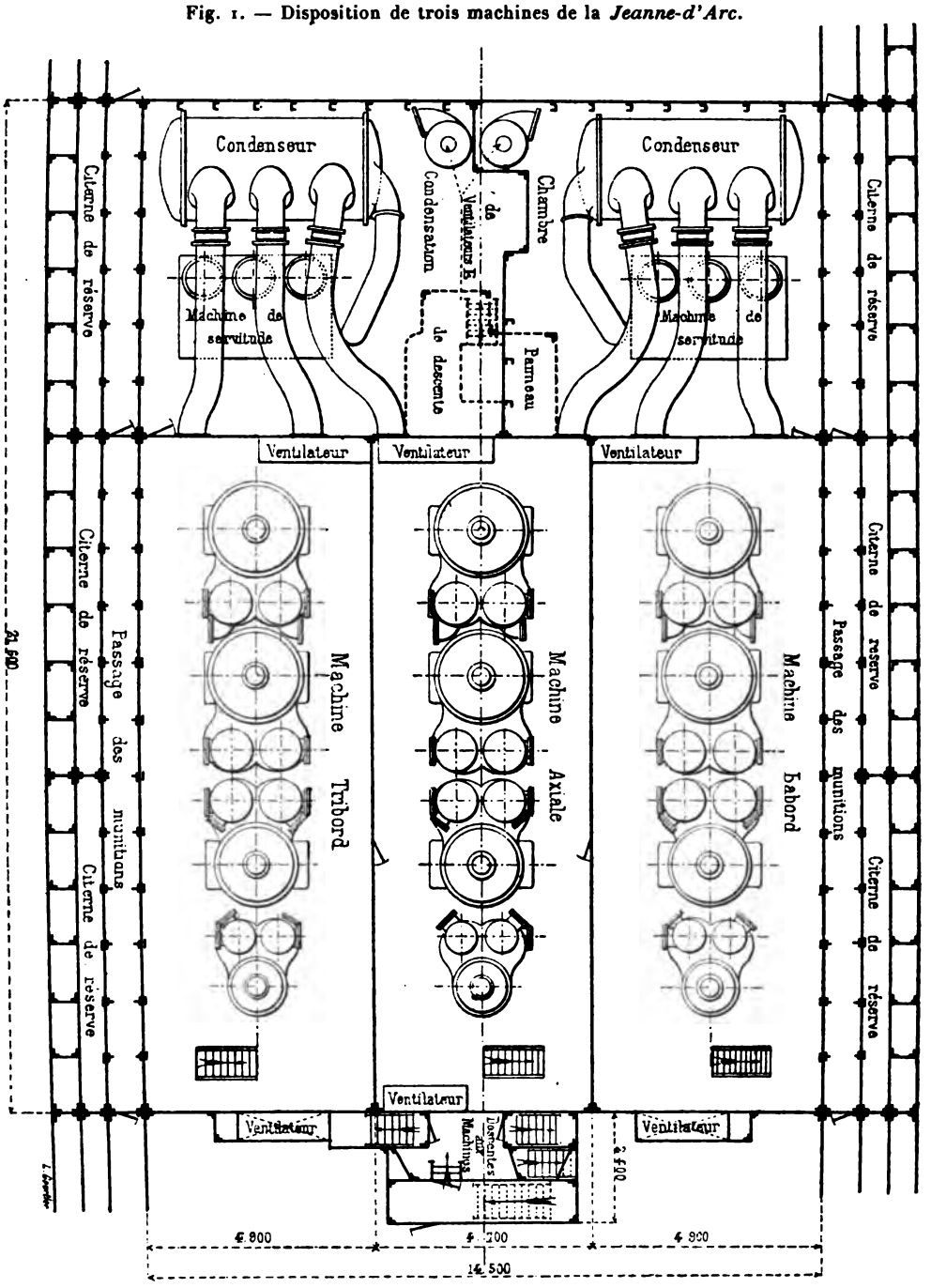
L'arrangement des deux machines a aussi l'avantage de diminuer le tuyautage principal de vapeur. Il n'y a à ajouter qu'une traverse de secours, dont la section peut être le quart de celle du tuyautage principal, puisqu'elle ne sert que pour les vitesses modérées.

L'arrangement proposé réduit aussi au minimum de longueur les tuyautages d'évacuation, et, par suite, diminue les contre-pressions sous les grands pistons.

Pour arriver à cette disposition, on est naturellement obligé de diminuer le diamètre des grands cylindres, et d'allonger la machine, qui aura, avec la triple expansion, quatre cylindres : 1 BP, 1 MP, 2 BP. Nous pensons du reste qu'avec les pressions élevées à la boîte à tiroir ($15^{kg},500$), actuellement prévues pour les nouveaux bâtiments, on aurait avantage à employer la quadruple expansion. On aurait alors pour les machines de puissance moyenne (12000^{chx} à 15000^{chx}) quatre cylindres et quatre manivelles, et, pour les machines de grande puissance, six cylindres : 1 HP, 1 MP premier, 2 MP deuxième, 2 BP, et six manivelles. Les machines s'allongeraient ainsi sans augmenter l'encombrement transversal.

La régularité du couple moteur de la machine, et la réduction des vibra-

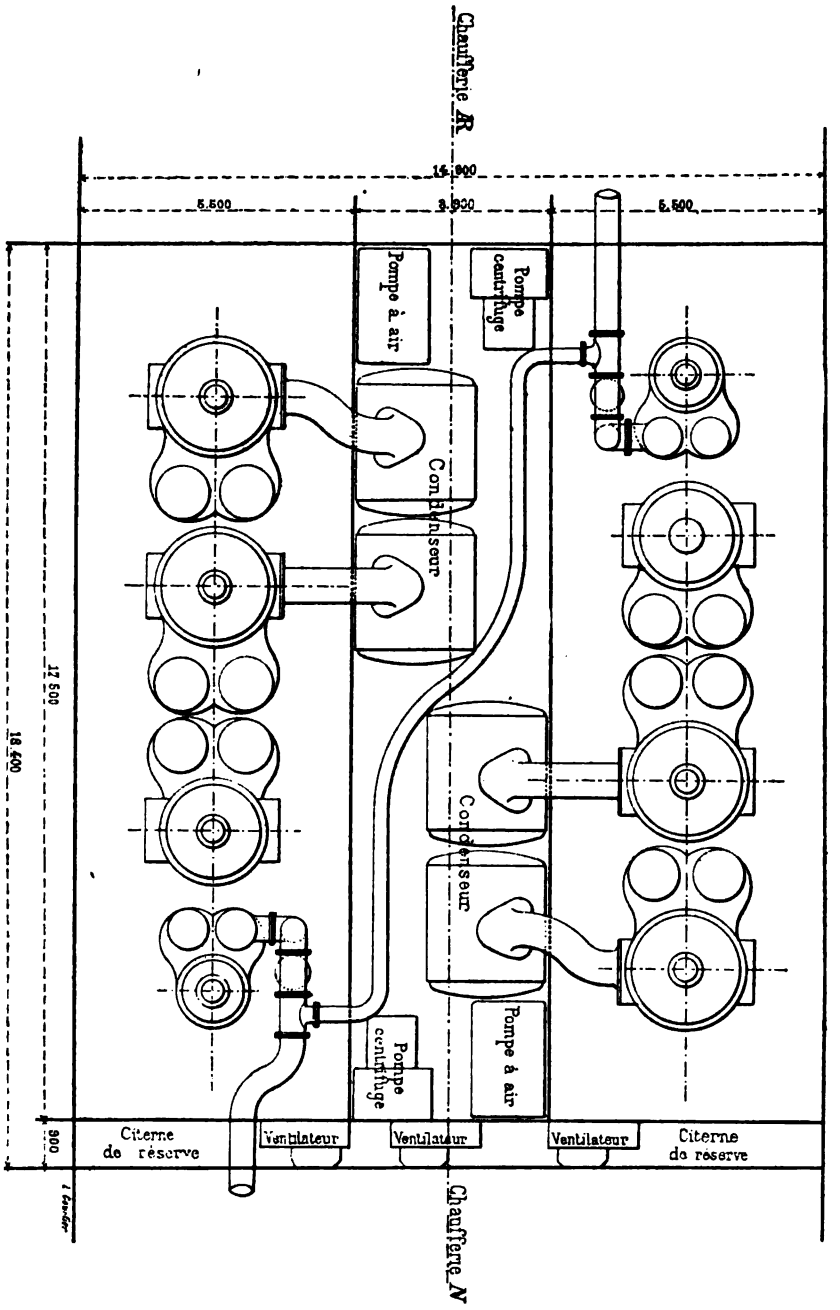
Fig. 1. — Disposition de trois machines de la *Jeanne-d'Arc*.



tions des bâtiments ne feraient que gagner à cette augmentation du nombre

de manivelles. Sans vouloir ici entrer dans des détails qui nous entraîneraient trop loin, nous rappelons les exemples suivants :

Fig. 2. — Disposition proposée pour deux machines.

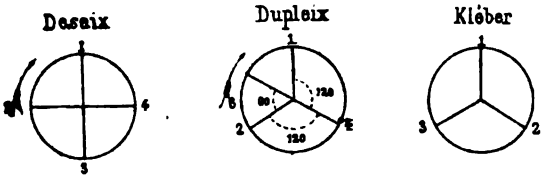


1° Le paquebot *Kaiser-Wilhelm II* a sur chaque arbre deux machines à

quadruple expansion, ayant chacune trois manivelles (le HP et MP premier sont en tandem), soit six manivelles par arbre, et ce bâtiment éprouve, paraît-il, beaucoup moins de vibrations que les paquebots qui l'ont précédé. Le *Deutschland* a sur chaque arbre une machine à quadruple expansion à six cylindres et quatre manivelles, disposées suivant le système Yarrow-Schlick-Tweedy;

2° Les croiseurs cuirassés *Desaix, Dupleix* et *Kléber* ont des coques identiques, et des machines de même puissance, 17500^{chx}, tournant au même nombre de tours (150 environ). Ces machines n'ont ni le même nombre, ni la même disposition de manivelles.

Fig. 3.



Les vibrations sont les plus fortes sur le *Dupleix,* puis sur le *Kléber*, et les moins fortes sont sur le *Desaix*.

III. — Encombrement.

Les dessins ci-dessus établissent nettement que le triple appareil moteur est plus encombrant que l'appareil double de même puissance totale.

IV. — Prix d'achat. Dépenses de personnel.

Le fractionnement de l'appareil moteur en trois parties coûte plus cher comme prix d'achat de machines, et exige un personnel plus nombreux pour la conduite.

Ces deux points sont hors de doute. Le second prend une grande importance à l'heure actuelle, où le personnel mécanicien est de plus en plus nécessaire, et fait de plus en plus défaut dans notre marine de guerre.

V. — Marche économique.

On a pensé, pour la marine de guerre, trouver une notable économie de combustible dans l'adoption des trois hélices, par l'emploi pour les vitesses économiques, qui sont en somme les plus fréquentes, de l'hélice centrale seule en débrayant les deux hélices latérales.

En réalité, il n'en est rien; en effet, en escadre, les bâtiments ont toujours les trois machines en action, afin d'être parés pour toute évolution. Quant

aux longues traversées faites par les croiseurs pour rejoindre une station lointaine, nous avons eu l'exemple en ces dernières années du *Montcalm*, du *Châteaurenault* et du *Sully*. Ces bâtiments ont tous trois employé leurs trois hélices dans leur traversée de France en Chine.

De plus, deux hélices, même débrayées, opposent une résistance considérable à la marche. Voici à ce sujet les chiffres tirés des essais du croiseur Allemand *Kaiserin Augusta :*

	Puissance en chevaux.	Vitesse.
Machine milieu en marche à 109 tours (les hélices latérales désembrayées tournent à 61 tours).....	3952	14n,135
Machine milieu en marche à 114t,4 (les hélices latérales enlevées)	4003	15n,252

Il y a donc gain de plus d'un nœud par la suppression de la résistance des deux hélices latérales débrayées.

Ces résultats sont à rapprocher de la comparaison faite par Sir William White entre le croiseur Russe *Rossia* à trois hélices, marchant avec l'hélice centrale seule, les hélices latérales désembrayées, et filant 10 nœuds avec 3000chx, et les croiseurs Anglais *Powerful* et *Terrible* à deux hélices, marchant avec leurs hélices latérales à 10 nœuds, avec 2000chx seulement, malgré leur déplacement plus fort de 2000 tonneaux.

VI. — Girations et évolutions.

Pour les girations, l'hélice centrale projette l'eau sur le safran du gouvernail placé derrière elle. Elle accroît donc l'efficacité de celui-ci, et les qualités giratoires du bâtiment; cela a été constaté sur tous les bâtiments. C'est à nos yeux l'avantage le plus certain du système à trois hélices.

Les girations du *Bouvet,* par exemple, ont donné les résultats suivants (barre toute) :

		Diamètre moyen du cercle de giration.
		m
Machine centrale stoppée.	Les deux machines latérales en avant à 57 tours..	862,50
	» » à 70 » ..	895
Les trois machines en avant	à 66 tours.....	700
	à 90 tours.....	650

Les girations du *Jurien-de-la-Gravière* ont donné les chiffres suivants (girations sur tribord, angle de barre 25°) :

	Nombre de tours moyen.	Vitesse au commencement de la giration.	Diamètre moyen.	Vitesse moyenne pendant la giration.
		n		n
Les trois machines en avant.....	117	16,65	749	12,3
Les deux machines latérales en avant (centrale stoppée).....	129,5	15,4	978	10,9
La machine centrale en avant (latérales stoppées).....	129	14,9	540	8,2
Les trois machines en avant.....	76	10,7	643	6,6
Les deux machines latérales en avant.	88,5	9,4	837,5	6,5
La machine centrale en avant.....	83	7,15	485	4,3

Mais il faut toutefois remarquer que ceci se rapporte surtout aux cas où les hélices employées tournent en avant.

Si, au contraire, l'on fait marcher une hélice en avant et celle du bord opposé en arrière, le bâtiment abat presque sur place, sa vitesse diminuant très rapidement, qu'il y ait deux ou trois hélices, et l'addition de l'hélice centrale modifie beaucoup moins dans ce cas ses qualités d'évolution.

Les expériences très complètes du croiseur Allemand *Kaiserin-Augusta* ont donné les résultats suivants :

	Première série. — Vitesse commune avant la giration 12 nœuds. Barre toute 39°.		*Deuxième série.* — Vitesse commune avant la giration 18 nœuds Barre toute 39°.	
	Diamètre moyen du cercle de giration.	Vitesse moyenne pendant la demi-courbe (changement de cap 180°).	D.	V.
	m	n	m	n
1. Les trois machines en avant.....	731	7	820	12
2. Machines milieu et extérieure en avant, machine intérieure stoppée.....	691	6	690	8,5
3. Machines milieu et extérieure en avant, machine intérieure en arrière à petite vitesse.....	210,75	4	675	7
4. Machines milieu et extérieure en avant, machine intérieure en arrière à même allure.....	664,50	2,5	672,5	6
Machine milieu stoppée. 5. Les deux machines latérales en avant.....	852	6	882,5	10
Machine milieu stoppée. 6. Machine extérieure en avant, machine intérieure stoppée.	862,5	4	862,5	6,5
Machine milieu stoppée. 7. Machine extérieure en avant, machine intérieure en arrière à la même allure....	689,5	1	767,5	2
8. Les deux machines latérales stoppées, machine milieu en avant.....	662,5	2	700	5

La comparaison des girations 1, 5, 8 montre bien l'influence considérable de l'hélice centrale, lorsqu'on ne différencie pas les hélices extérieure et intérieure.

La comparaison de 4 et 7 indique que cette influence diminue sensiblement lorsqu'on différencie les hélices latérales.

Nous rappelons à ce sujet que le grand paquebot Allemand *Deutschland* a eu, lors d'un voyage de retour en 1902, son gouvernail complètement enlevé par la mer à 400 milles du phare de Bishop's Rock. Son commandant a gouverné *au moyen de ses hélices seulement* pendant 1000 miles, faisant les escales habituelles de Plymouth, Cherbourg et Cuxhafen.

Ce bel exemple d'habileté professionnelle, qui a fait le plus grand honneur au commandant Albers, et lui a valu les félicitations de l'empereur d'Allemagne, montre que les deux hélices permettent de gouverner un bâtiment de 200^{m} de longueur, et de le faire entrer et évoluer dans des rades peu abritées, où règnent de forts courants.

VII. — Utilisation.

Nous abordons enfin le point principal, celui de l'utilisation.

Est-elle meilleure avec trois hélices qu'avec deux?

A. — Difficulté du calcul de l'hélice centrale.

Dès le début de l'emploi des trois hélices, on a éprouvé des difficultés pour donner à l'hélice centrale la résistance convenable.

L'hélice centrale était placée 1^{m} plus bas que les autres sur le *Dupuy-de-Lôme*. Elle n'est qu'à 30^{cm} plus bas sur le *Châteaurenault*, et on l'a ramenée sensiblement dans le même plan horizontal sur les croiseurs cuirassés.

Les expériences de la *Carpe*, dont nous parlerons plus loin, avaient indiqué nettement qu'il est avantageux de placer les hélices latérales sur l'avant de l'hélice centrale. La distance est assez variable. Elle est de 3^{m},30 sur le *Dupuy-de-Lôme*, 3^{m},60 sur le *Guichen*, 4^{m},535 sur les croiseurs type *Sully*, 8^{m},24 sur le *Chateaurenault*.

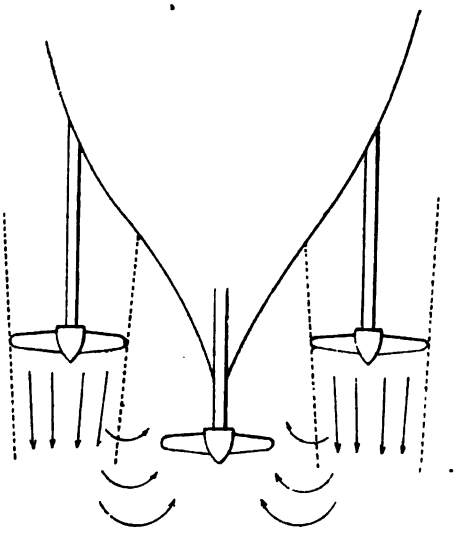
On avait sans doute pensé que dans ces conditions l'hélice centrale travaillerait dans le courant d'eau projeté vers l'arrière par les hélices latérales; c'est pourquoi les premières hélices centrales du *Dupuy-de-Lôme* et du *Chateaurenault* avaient un pas plus fort que les hélices latérales (*Dupuy-de-Lôme*, centrale 5^{m},37, latérales 5^{m},07; *Chateaurenault*, centrale 6^{m},705, latérales 6^{m},55).

Or il n'en est rien. Ainsi que M. l'ingénieur Rateau l'a démontré, le courant d'eau projeté à la sortie d'une hélice est *convergent* (*fig.* 4), et non divergent. Par suite, le double courant donné par les hélices latérales doit causer au milieu un remous analogue à ce qui se produit à l'aval de la pile

d'un pont, remous bien net surtout dans les anciens ponts, où les piles sont très larges.

De plus, la présence de la coque a également pour résultat d'entraîner l'eau dans laquelle travaille l'hélice centrale. Il en résulte que cette hélice, à immersion égale, éprouve plus de résistance à la rotation que les deux

Fig. 4.



autres. Il en résulte également à notre avis que sa résistance doit être diminuée *en diminuant le pas* et non *en diminuant le diamètre.*

C'est ce qui a été fait pour les hélices définitives du *Dupuy-de-Lôme* (centrale, pas $4^m,80$, latérales 5^m), *Chateaurenault* (centrale, $6^m,40$, latérales $6^m,55$) et du croiseur Allemand *Kaiserin Augusta* (centrale, pas $5^m,80$, latérales $6^m,10$).

Au contraire, sur le *Guichen* et sur tous les croiseurs cuirassés de la Section technique, on a conservé le même pas aux trois hélices, et diminué le diamètre de l'hélice centrale. Nous croyons que ce procédé, qui diminue la section totale des cylindres d'eau actionnés par les hélices, diminue aussi le rendement de l'hélice centrale, en lui donnant un recul réel trop fort, et donne, par suite, une utilisation totale moins bonne. Sur la *Patrie* comme sur le *Bouvet,* on a diminué à la fois le diamètre et le pas de l'hélice centrale.

Sur beaucoup de navires, on a dû, après les premiers essais, retoucher l'hélice centrale ou même les trois hélices, pour arriver à équilibrer convenablement leurs résistances.

Sur le *Dupuy-de-Lôme,* on a fait deux modifications malheureuses aux hélices primitives, puis on les a changées toutes les trois.

Sur le *Guichen*. on a modifié d'abord les trois hélices, puis on les a changées toutes trois.

Sur le *Chauteaurenault*, on a changé l'hélice centrale.

Sur le *Dupleix* également. Sur le *Desaix*, on a diminué le diamètre de l'hélice centrale de $0^m,25$, etc.

Parfois, on retouche le pas (*Kaiserin Augusta, Guichen*), parfois le diamètre (*Desaix*), parfois les deux ensemble (*Chateaurenault, Dupuy-de-Lôme*).

Toutes ces retouches empiriques, ainsi que la divergence des tracés adoptés pour diminuer la résistance de l'hélice centrale, montrent bien que l'on n'est pas du tout fixé sur les conditions dans lesquelles celle-ci travaille, et que, par suite, on peut très souvent avoir une héliee centrale qui utilise mal la puissance.

B. — Section des cylindres d'eau actionnés par les hélices.

On serait tenté de croire que l'emploi de trois hélices permet d'actionner une section liquide bien supérieure à celle actionnée par deux hélices. Or la différence est, en général, peu considérable.

Voici les chiffres relatifs à divers bâtiments :

Bâtiments à deux hélices.

		D.	B^2.	$\frac{B^2}{2 \times \frac{1}{4}\pi D^2}$	Moyenne.
Bâtiments légers	*Cyclone*	1,95	4,65	0,78	"
	Fauconneau	2,31	7,78	0,92	
	Lahire	3,00	18,04	1,28	
Croiseurs protégés	*Alger*	4,60	61,67	1,85	1,955
	Jean-Bart	4,60	58,00	1,745	
	Isly	4,30	59,71	2,05	
	Cassard	4,50	66,4	2,09	
	D'Assas	4,20	64,94	2,34	
	Pascal	4,30	65,12	2,24	
	Foudre	5,05	83,69	2,09	
	Bugeaud	4,456	65,02	2,085	
	Friant	4,70	65,30	1,87	
	Catinat	4,60	65,56	1,973	
	Infernet	3,65	41,62	1,99	
	Lavoisier	3,60	35,64	1,75	
	Davout	4,50	54,00	1,68	
	Suchet	4,30	54,09	1,86	
	Sfax	5,35	76,01	1,72	

		D.	B².	$\frac{B^2}{2 \times \frac{1}{4}\pi D^2}$.	Moyennes.
Croiseurs cuirassés	*Pothuau*	4,60	75,21	2,26	2,78
	Drake	5,85	148,00	2,75	
	type *County*	4,96	129,00	3,34	
Cuirassés	*Carnot*	5,30	156,12	3,46	3,20
	Charles-Martel	5,70	148,66	2,90	
	Neptune	5,40	148,49	3,24	
Paquebots (en pleine charge)	*Kaiser-Wilhelm-der-Grosse*	6,80	162,20	2,23	2,36
	Deutschland	6,80	174,89	2,41	
	Kaiser-Wilhelm II	6,95	186,00	2,45	

Bâtiments à trois hélices.

		D. Latérale.	D. Centrale.	B².	$\frac{B^2}{\frac{1}{4}\pi \Sigma D^2}$.	Moyennes.
Croiseurs protégés	*Jurien-de-la-Gravière*	3,90	3,70	68,36	1,97	1,90
	Guichen	5,00	4,70	101,88	1,80	
	Chateaurenault	4,80	4,40	98,80	1,92	
Croiseurs cuirassés	type *Desair*	4,30	4	95,10	2,20	2,24
	Dupuy-de-Lôme	4	4,10	87,64	2,28	
	Jeanne-d'Arc	5	4,70	118,28	2,09	
	type *Montcalm*	4,60	4,55	110,54	2,23	
	type *Sully*	4,60	4,55	119	2,40	
Cuirassés	*Bouvet*	4,50	4,40	148,55	3,16	3,25
	Charlemagne	4,20	4,20	135,32	3,26	
	Saint-Louis	4,30	4,10	135,70	3,22	
	type *Patrie*	5,007	4,15	179,75	3,11	
Paquebot à turbines *The Queen*		1,85	2,05	32,30	3,72	

Le rapport du maître-couple à la somme des sections liquides actionnées par la propulsion n'est donc pas considérablement augmenté par l'emploi de trois hélices. Comme de plus l'hélice centrale ne travaille probablement pas dans de bonnes conditions, on est, par suite, fondé à croire que l'utilisation sera plutôt meilleure avec deux hélices qu'avec trois.

Il est bien entendu que tout ce qui précède se rapporte aux bâtiments munis de machines à mouvement alternatif. Le nombre de tours étant modéré, on peut proportionner les doubles hélices de façon à éviter la cavitation.

Il en est tout autrement si l'on emploie des turbines. A cause de la grande vitesse de rotation, on est obligé de diminuer le diamètre des hélices, et, par suite, on est conduit à prendre plusieurs lignes d'arbres pour que le rapport $\frac{B^2}{\Sigma \frac{1}{4}\pi D^2}$ n'augmente pas trop. Tels sont les bâtiments à turbines *Turbinia*, les paquebots *King-Edward, Queen Alexandra, The Queen,* qui tous ont trois lignes d'arbres, les destroyers *Cobra* et *Viper*, qui avaient quatre lignes d'arbres, et enfin les nouveaux paquebots de la Compagnie Cunard, qui doivent également avoir quatre lignes d'arbres.

Il est à noter également que même sur les bâtiments mus par turbines, la

tendance actuelle est de revenir à une seule hélice par arbre, en diminuant le nombre de tours, pour permettre de donner à cette hélice un assez grand diamètre.

Tandis que la *Turbinia* de 1897 avait trois hélices sur chacune des trois lignes d'arbres, qui tournaient à 2 100 tours, le *Cobra* et le *Viper* n'en avaient plus que deux, et le paquebot *The Queen,* mis en service en 1903, a une seule hélice sur chaque arbre. L'arbre central tourne à 550 tours, les hélices latérales à 700. Cet abandon des hélices multiples, qui est d'ailleurs un résultat auquel on a été amené par expérience, montre bien les difficultés qu'on a trouvées à faire travailler convenablement des hélices dans les remous d'autres hélices.

Nous allons voir maintenant les résultats d'essais qui peuvent donner quelque clarté sur la question.

C. — Essais du croiseur allemand *Kaiserin Augusta.*

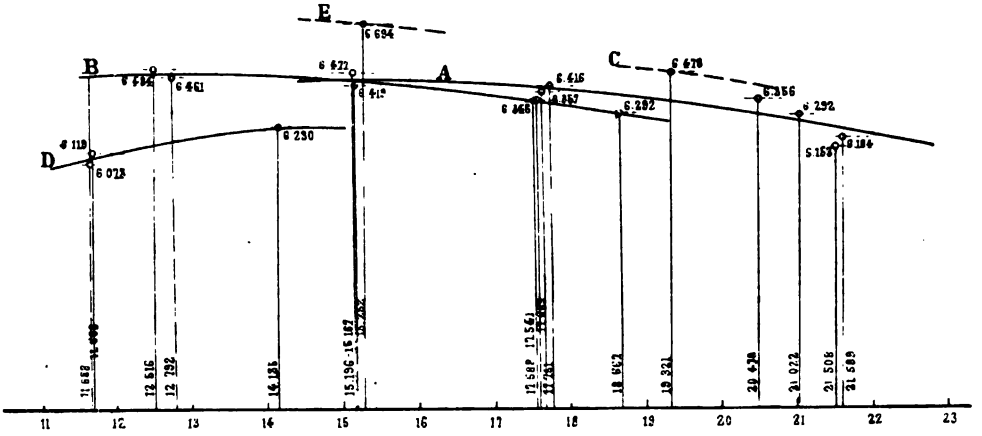
Ce croiseur, qui a 118^{m} de longueur, 16^{m} de largeur, 6^{m},90 de tirant d'eau milieu et 6200^{tx} de déplacement, possède trois machines. Il a été soumis à une série très complète d'essais en 1895. Il nous sera permis de regretter qu'on n'ait pas cru devoir, dans notre Marine, effectuer une pareille série d'essais sur un de nos croiseurs à trois hélices. Ces essais auraient renseigné mieux que tous les raisonnements plus ou moins hypothétiques sur l'efficacité des trois hélices.

Le résultat des essais est donné par le tableau suivant :

Numéro des essais.	Machines en marche.	Puissance en chevaux.	Vitesse V.	Déplacement D.	Utilisation M'.	Observations.
		chx	n	tx		
1...	Les trois machines.	13612	21,589	5721	6,184	Courbe A.
2...		14092	21,508	5994	6,153	
3...		12736	21,022	6312	6,292	
4...		11428	20,478	6318	6,356	
5...		7170	17,751	6229	6,416	
6...		6971	17,669	5994	6,391	
7...		4510	15,196	6267	6,419	
8...		4237	15,167	5994	6,477	
9...	Les deux machines latérales.	8889	18,677	6267	6,292	Hélice centrale désembrayée. Courbe B.
10...		7197	17,588	6267	6,357	
11...		6970	17,541	5994	6,346	
12...	Les deux machines latérales.	2638	12,792	6267	6,461	Hélice centrale désembrayée. Courbe B.
13...		2373	12,516	5994	6,484	
14...		8944	19,321	6188	6,478	Hélice centrale enlevée. Point C.
15...	La machine centrale seule.	2337	11,663	5994	6,073	Les deux hélices latérales désembrayées. Courbe D.
16...		2367	11,688	6261	6,119	
17...		3952	14,135	6226	6,230	
18...		4003	15,252	6226	6,694	Les deux hélices latérales enlevées. Point E.

Il résulte nettement de ces essais que jusqu'à la vitesse maximum où la comparaison a été faite, soit 19ⁿ, l'avantage reste aux deux hélices. Si l'on a parfois cru le contraire, c'est qu'on a comparé les essais avec trois machines

Fig. 5. — *Kaiserin-Augusta :* Courbes des valeurs d'utilisation M'.
Échelle de 6ᵐᵐ par unité au-dessus de 5.



A, Essais avec les trois hélices,
B, Essais avec les deux hélices latérales, l'hélice centrale désembrayée,
C, Essais avec les deux hélices latérales, l'hélice centrale enlevée,
D, Essais avec l'hélice centrale, les deux hélices latérales désembrayées,
E, Essais avec l'hélice centrale, les deux hélices latérales enlevées.

aux essais avec les machines latérales en marche, et l'hélice centrale débrayée seulement. Or, la résistance opposée à la marche par une hélice débrayée est considérable, ainsi que le montre la comparaison des essais nᵒˢ 9, 14, 17 et 18.

D. — Essais de la chaloupe la *Carpe*.

Une série assez complète d'essais a été effectuée à Lorient en 1884-1887 sur une chaloupe, la *Carpe,* dont les formes de carène reproduisaient à l'échelle de $\frac{1}{10}$ celle du *Brennus* primitif. Contrairement à ce que l'on croit, ces essais n'ont pas été faits surtout pour comparer le système de deux hélices au système de trois hélices. « La *Carpe* a été construite, dit le rapport officiel, en vue d'élucider certaines questions relatives à l'emploi pour la propulsion d'un système de trois hélices, et particulièrement le choix laissé provisoirement indécis entre deux positions différentes des hélices latérales, l'une dans le même plan transversal que l'hélice centrale, l'autre située plus de l'avant, ce qui permet de les rapprocher davantage de l'axe du bateau, et d'éviter une trop grande saillie par rapport aux formes. »

Première série d'expériences. — Les trois hélices sont dans le même plan transversal. Les valeurs suivantes ont été trouvées pour l'utilisation (valeurs

relevées sur les courbes données dans le *Mémorial du Génie Maritime* (4e livraison, 1896).

		Valeur de M à 7n.	Valeur de M à 7n,5.	
2 hélices à 3 ailes.	D. : 0m,540; pas : 0,678.	2,88	2,85	Pour toutes les hélices essayées, la fraction de pas de chaque aile est sensiblement constante sur toute la longueur de l'aile, et égale à 0,10.
3 » à 2 »	D. : 0,440; pas : 0,683.	2,86	2,82	
2 » à 2 »	D. : 0,440; pas : 0,574.	2,72	2,68	
3 » à 2 »	D. : 0,440; pas : 0,570.	2,66	2,63	
2 » à 2 »	D. : 0,440; pas : 0,683.	2,62	2,60	

Le rapport de maître-couple aux sections des cylindres d'eau actionnés est le même pour les trois hélices, et pour les deux hélices de 0m,540 de diamètre.

L'avantage reste donc aux deux hélices à trois ailes, ayant sensiblement même pas et même surface propulsive que les trois hélices à deux ailes, qui viennent ensuite. On trouve que, dans cette série, les trois hélices réagissent l'une sur l'autre. « Les deux hélices, dit la Commission, bénéficiant d'une plus grande indépendance de leur action individuelle. » Dans une série intermédiaire, on n'a comparé que deux jeux de trois hélices.

Deuxième série d'expériences. — Les hélices latérales sont avancées de 0m,33, et rapprochées de l'axe de 0m,065.

		Valeur de M à 7n.
3 hélices à 2 ailes.	D. : 0m,440; pas : 0,574	2,85
3 » à 2 »	D. : 0,440; pas : 0,683	2,825
2 » à 3 »	D. : 0,540; pas : 0,678	2,783

Ici ce sont les trois hélices qui ont l'avantage; mais, tandis que dans la première série les trois hélices à grand pas avaient une meilleure utilisation que les trois hélices à petit pas, dans la deuxième série c'est l'inverse qui se produit.

Il convient de remarquer que dans cette série les deux hélices de grand diamètre, avancées et rapprochées de l'axe, passent trop près de la coque, qui influence leur action (distance minimum 98mm).

Au point de vue absolu, c'est encore le système de deux hélices de 0m,54 de diamètre de la première série qui donne les valeurs les plus élevées de l'utilisation.

La Commission, remarquant que l'arrière de la *Carpe* était dessiné spécialement en vue de l'emploi de trois hélices, disait : « La Commission ne pense pas que ce soit avec les formes d'arrière de la *Carpe* seules, que l'on pourra juger de l'équivalence, de la supériorité ou de l'infériorité du système à double hélice par rapport au système à triple hélice. Il faudrait faire quelques expériences en modifiant l'arrière de l'embarcation, et lui donnant des formes adoptées pour les navires à deux hélices. »

Cette transformation fut exécutée en 1886. Mais sur la nouvelle embarca-

Fig. 6. — *Carpe :* Position des hélices. — Échelle : $\frac{1}{20}$.

Première série d'expériences.

Cas de trois petites hélices. Cas de deux grandes hélices.

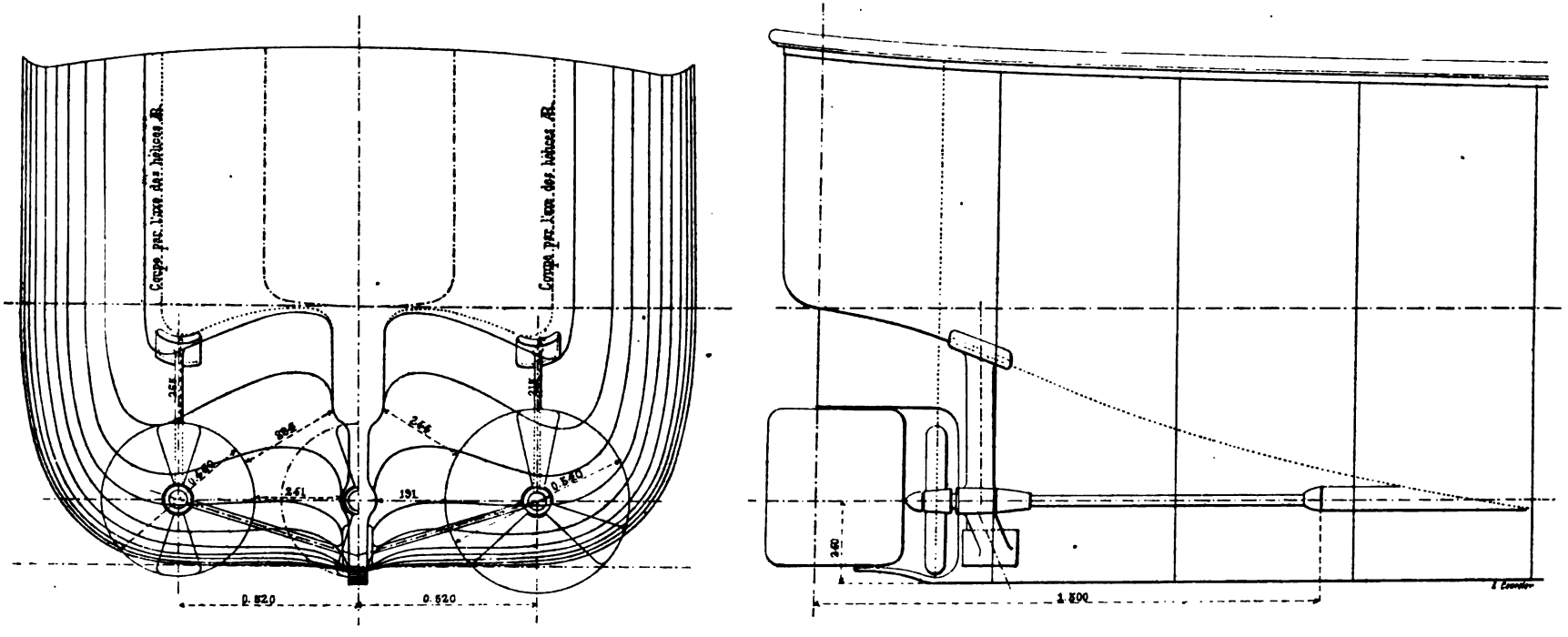
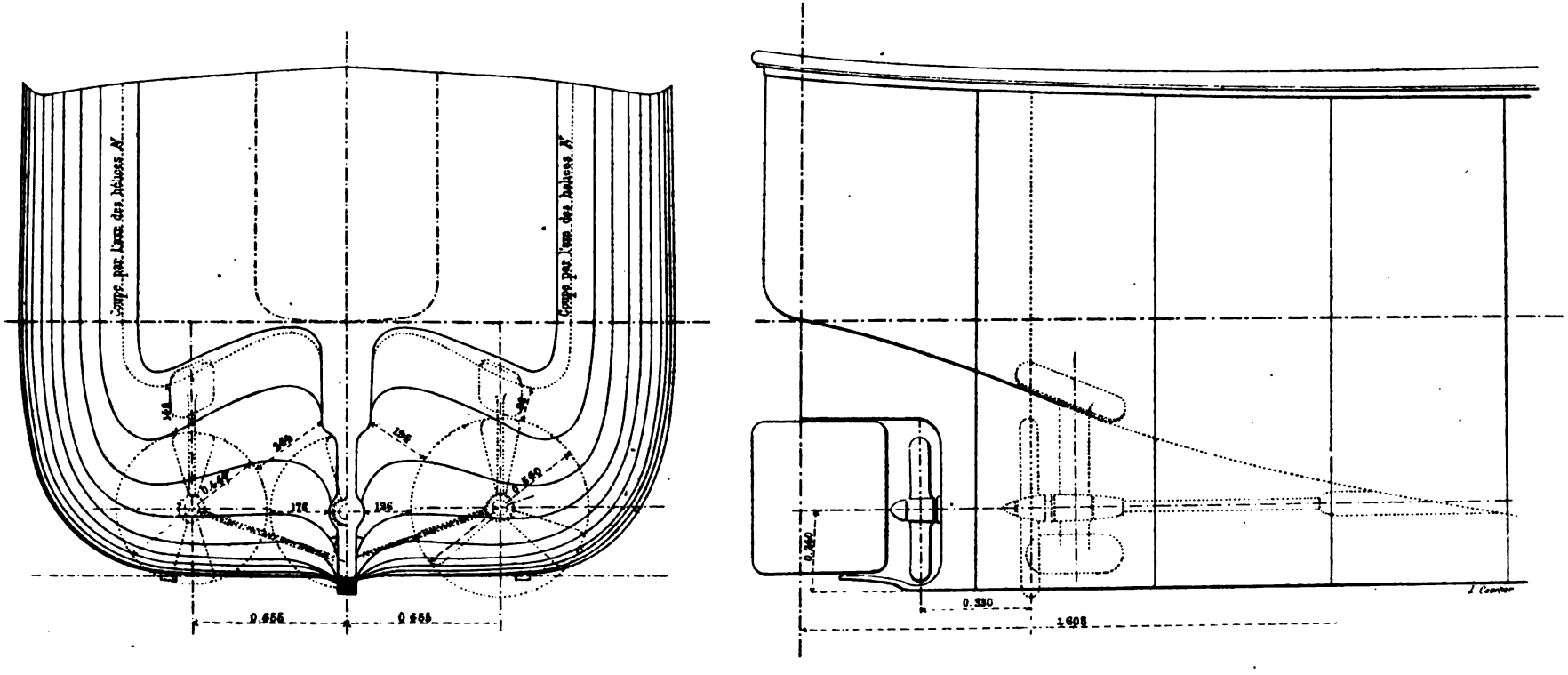


Fig. 7. — *Carpe :* Position des hélices. — Échelle : $\frac{1}{20}$.

Seconde série d'expériences.

Cas de trois petites hélices. Cas de deux grandes hélices.



tion on n'essaya naturellement que divers jeux de deux hélices à trois ailes de $0^m,540$ de diamètre et $0^m,678$ de pas, déjà essayées avec l'ancien arrière, et remises sur le nouveau, qui donnèrent presque exactement la même utilisation, ce qui prouvait que l'influence des formes de l'arrière ne causait qu'une différence insignifiante.

Les résultats furent :

	Utilisation à 7^n.
2 hélices à 3 ailes. Diamètre : 0,540; pas : 0,678.....	2,86
2 hélices à 4 ailes. Diamètre : 0,540; pas : 0,678.....	3,02
2 hélices à 4 ailes. Diamètre : 0,560; pas : 0,650...	3,07

Il y avait donc ici augmentation sensible de l'utilisation, mais due uniquement à l'emploi d'hélices à quatre ailes, c'est-à-dire à une plus grande surface propulsive. Comme on n'avait pas essayé avec l'ancien arrière d'hélices à trois et quatre ailes, il nous semble que, de tous ces essais, il est impossible de conclure à la supériorité de la triple hélice sur la double hélice ou inversement.

Tout ce qu'on peut dire, à notre avis, c'est que, lorsque le système à double hélice peut actionner la même section d'eau, et que les deux hélices peuvent avoir la même surface propulsive totale que les trois hélices, c'est le système à deux hélices qui donne la meilleure utilisation.

Les essais de la *Carpe* appellent une autre remarque : la Commission a toujours essayé des hélices centrales identiques aux hélices latérales dans les essais à trois hélices, et elle ne signale nulle part l'augmentation de résistance de l'hélice centrale, pourtant bien nette sur les grands bâtiments. Il faut donc ne pas trop se fier aux expériences faites sur des modèles réduits, et ne pas espérer en tirer par similitude des données précises sur les hélices. Sir William White a fait du reste la même remarque au sujet des hélices du *Drake* : « Le tracé des anciennes hélices avait été adopté après examen sérieux des résultats donnés par les essais effectués sur des modèles. » L'expérience a prouvé qu'en remplaçant ces premières hélices par d'autres de même diamètre, $5^m,85$, ayant un pas un peu moindre ($7^m,01$ au lieu de 7,47), et une surface propulsive augmentée de 50 pour 100, on avait gagné 1 nœud ($24^n,11$ avec 31400^{chx} au lieu de $23^n,05$ avec 30600^{chx}).

E. — Comparaison des essais du *Charles-Martel* et du *Bouvet*.

Faute de pouvoir donner des essais complets faits en France sur un bâtiment à trois hélices, nous pouvons donner la comparaison entre deux bâtiments très analogues, l'un à deux hélices le *Charles-Martel*, l'autre à trois hélices le *Bouvet*. Tous deux sont dus à M. le directeur du Génie maritime Huin. Leurs carènes sont très voisines l'une de l'autre, ainsi que le montre le tableau suivant :

	Charles-Martel.	*Bouvet.*
Longueur à la flottaison	$119^m,68$	$121^m,005$
Largeur à la flottaison	$21^m,65$	$21^m,40$
Tirant d'eau moyen aux essais	$7^m,98$	$7^m,93$
Surface immergée correspondante du maître-couple.	$148^{m^2},66$	$148^{m^2},55$
Déplacement correspondant	11843^{tx}	12088^{tx}
Surface mouillée de la carène	3522^{m^2}	3338^{m^2}

S'il y a un avantage de finesse, il serait plutôt en faveur du *Bouvet*.

Voici maintenant le résultat des essais. Nous avons écarté les bases faites à Brest pour le *Charles-Martel*, comme n'étant pas comparables, et de plus effectuées sur l'ancienne base, dont la profondeur d'eau est insuffisante, et nous prenons seulement les résultats des essais de vitesse effectués à Toulon, où la base est en eau profonde, sur les deux bâtiments.

Dans les deux cas, la carène était très propre. Le *Bouvet* était sorti du bassin le 2 mai 1898, et le *Charles-Martel* le 3 mai 1897.

Bouvet.			*Charles-Martel.*		
Dates	Vitesse.	Utilisation M.	Date.	Vitesse.	Utilisation M.
10 juin 1898...	16,52 n	4,181	26 mai 1897....	17,085 n	4,255
27 août 1898...	16,62	4,270	9 juin 1897....	17,72	3,991
14 mai 1898...	18,188	3,867	5 mai 1897....	18,128	3,894

Les résultats sont donc peu différents, mais l'avantage reste plutôt à la double hélice.

Conclusion.

L'étude précédente ne nous permet pas de conclure d'une façon nette, et dans tous les cas, à la supériorité d'un système sur l'autre.

Nous croyons pourtant pouvoir dire que :

1° Au point de vue du prix, du poids, de l'encombrement, des dépenses de fonctionnement, la double hélice est toujours préférable à la triple hélice.

2° Au point de vue des girations, il y a un avantage bien net à employer les trois hélices, si l'on garde les machines en avant. Cet avantage s'atténue si l'on différencie les hélices.

3° Au point de vue de la sécurité, on peut installer les deux machines de façon à donner une sécurité suffisante.

4° Lorsqu'on peut installer deux hélices de façon que la somme des sections des cylindres d'eau actionnés et la surface propulsive ne soient pas sensiblements inférieures à ce que donneraient trois hélices, l'avantage reste à la double hélice pour l'utilisation.

5° Si les trois hélices actionnent des sections d'eau très supérieures, et ont une surface propulsive très supérieure à celles des deux hélices, il y a doute, et des expériences comparatives seules peuvent lever ce doute.

6° Il y aurait un intérêt très sérieux à effectuer sur un de nos croiseurs à trois hélices une série d'expériences complètes destinées à élucider autant que possible les points controversés.

NOTE SUR UN BATEAU GLISSEUR,

PAR M. LE COMTE DE LAMBERT.

Les principales causes qui s'opposent à la marche rapide d'un navire sont :

1° L'inertie de l'eau que le navire doit déplacer, pour se fendre un passage dans la masse liquide;

2° La résistance due au frottement de l'eau sur les parois immergées du navire;

3° La résistance de l'air sur les parties non immergées;

4° La perte de force provenant du rendement défectueux des propulseurs.

Les expériences que nous allons décrire ont eu pour but d'atténuer les deux premières résistances, en diminuant, à mesure que la vitesse augmente, le maître-couple immergé, et, en même temps, la surface de frottement en contact avec l'eau. Elles sont fondées sur les propriétés des plans inclinés.

Les plans inclinés agissent différemment s'ils sont complètement immergés dans un fluide (eau, air, etc.), ou bien, s'ils agissent sur les confins de deux milieux de densité différente, comme fait un plan glissant à la surface de l'eau.

Nous n'examinerons que cette dernière hypothèse, car, sur elle, repose le principe du bateau que nous allons décrire.

Quelques remarques pour commencer :

Il résulte d'un grand nombre d'essais, faits avec des plaques de tôle trainées librement à la surface de l'eau :

1° Qu'il est préférable de ne pas dépasser une certaine limite de poids par unité de surface de plan;

2° Que la longueur des plans (perpendiculaire au sens de la marche) doit être aussi grande que possible, la largeur (d'avant à l'arrière) dépendant du nombre des plans employés, de leur écartement, du poids par unité de surface, enfin de la nature des eaux où l'on veut naviguer.

C'est la partie du plan qui rencontre l'eau en inertie, et que j'appellerai *ligne d'attaque*, qui agit le plus, la partie suivante ne repose plus que sur

un courant descendant; c'est le fondement des expériences actuelles, et la raison pour laquelle les bateaux ordinaires s'acculent.

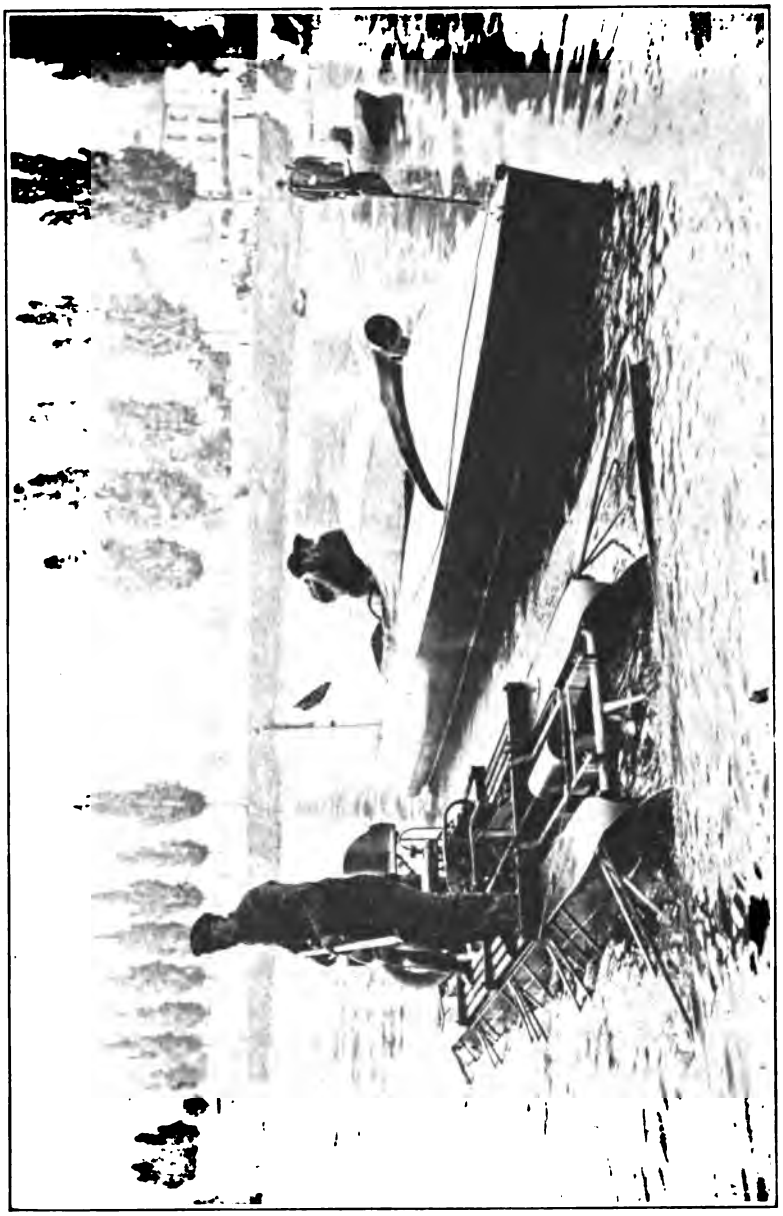


Fig. 1. Bateau glisseur : à l'arrêt.

La surface inférieure des plans, en contact avec l'eau, doit être plane ou concave, jamais convexe.

3° Qu'il existe pour tout plan, glissant à la surface de l'eau, un angle (par

rapport à l'horizontale) que j'appellerai *angle critique*, cet angle dépend du nombre des plans, de leur forme, du poids qu'ils ont à supporter par unité

Fig. 2. Bateau glisseur : au départ.

de surface, enfin de la vitesse. Si l'angle est plus grand que l'angle critique, il apparaît à la ligne d'attaque un bourrelet d'écume, une espèce de vague, que le plan refoule devant lui, c'est de la force perdue. Si, au contraire,

l'angle est inférieur à l'angle critique, rien de semblable ne se produit, l'eau a l'air de s'abaisser simplement pour laisser passer le plan (sans être entraînée par lui), une certaine quantité d'air est même emprisonnée entre le plan et l'eau. et forme une espèce d'émulsion, sur laquelle glisse le plan, ce qui contribue à diminuer le frottement.

Enfin, à mesure que la vitesse augmente, la ligne d'attaque se déplace vers l'arrière du plan, qui sort de plus en plus de l'eau, diminuant ainsi la surface de frottement, et emprisonnant de plus en plus d'air.

Les essais actuels reposent donc sur ces trois principes : 1° multiplicité des plans (au moins deux), pour avoir une ligne d'attaque aussi longue que possible, et n'agir toujours que sur de l'eau en inertie, et non sur un courant descendant; 2° angle aussi faible que possible, et inférieur à l'angle critique; 3° emprisonnement d'une certaine quantité d'air entre les plans et l'eau.

Un petit appareil d'essai, pesant 25^{kg}, et composé d'un flotteur et de deux plans inclinés, a été traîné, au moyen d'une corde s'enroulant sur un treuil, à des vitesses variables jusqu'à 60^{km} à l'heure, et l'effort de traction a été enregistré au dynanomètre. Il en résulte que la résistance croît très rapidement, tant que le bateau n'est pas sorti de l'eau, mais, qu'aussitôt le glissement commencé, cette résistance décroît considérablement, et reste à peu près constante à mesure que la vitesse augmente.

Application. — L'auteur a construit plusieurs modèles de bateaux glisseurs; le premier, qui remonte à 1885, était composé d'un cadre en bois, de quatre tonneaux formant flotteurs et de plans inclinés en bois. Cet appareil pouvait porter une personne. Remorqué par un cheval au galop, le bateau glissait parfaitement à la surface de l'eau, et n'offrait, pour ainsi dire, aucune résistance, le fond des tonneaux flotteurs étant à 20^{cm} au-dessus de l'eau pendant la marche.

Un autre bateau, qui a fonctionné sur la Tamise en 1897, avait un moteur à vapeur de 8^{chx}, pesait 600 livres anglaises tout compris, sans compter la personne qui y prenait place, et atteignait la vitesse de 33^{km} à l'heure. Malheureusement le moteur à vapeur était compliqué et peu pratique, on y a donc renoncé.

Le bateau qui nous sert pour nos expériences actuelles a 6^{m} de long, et 3^{m} de large, il se compose de deux flotteurs parallèles, destinés à assurer la flottaison à l'arrêt; ces flotteurs sont reliés par un châssis, sur lequel repose tout l'appareil moteur, une plate-forme pour la manœuvre, le siège et l'appareil de direction; en dessous sont cinq plans inclinés, l'arbre et l'hélice, à l'arrière le gouvernail.

Les plans sont en bois et aluminium, ils ont des angles différents, le maximum étant 25 pour 100, le minimum 4 pour 100.

Le moteur est un deux cylindres de Dion-Bouton, de leur type 12^{chx}; tout le groupe moteur vient de la maison de Dion-Bouton.

L'hélice est à deux branches et à pas variable, elle a été construite par le Commandant Krebs, de la maison Panhard-Levassor. Comme elle est réver-

Fig. 3. Bateau glisseur : en vitesse.

sible, elle permet d'obtenir, sans embrayage ni changement de vitesse, l'arrêt, la marche avant avec des pas variables et la marche arrière; elle a donné d'excellents résultats.

Lorsque le bateau se trouve à l'arrêt, il enfonce de 25^{cm} à 30^{cm} environ, mais, dès qu'il se met en marche, les plans inclinés commencent à agir, et le bateau se soulève; à la vitesse de 12^{km} ou 15^{km} à l'heure, le bateau est complètement en dehors de l'eau et ne fait plus que glisser. La surface inférieure des plans touche seule l'eau, et, quand la vitesse devient plus grande, l'arrière seulement de chaque plan touche l'eau, quelques plans même ne touchent pas du tout. Le maître-couple se trouve donc réduit au minimum, les seules parties immergées étant l'arbre d'hélice, l'hélice et le gouvernail. La surface de frottement est par conséquent très petite.

Le bateau pèse en ordre de marche, avec un homme à bord, 800^{kg} environ, mais il glisse tout aussi bien avec trois personnes; le moteur tournant à 1000 tours, et le pas étant de 70^{cm} environ, la vitesse chronométrée officiellement a été de $34^{km},500$ à l'heure, et ce n'est pas le maximum obtenu.

Il est à remarquer que le bateau actuel ne soulève aucune lame, et ne laisse derrière lui qu'une légère traînée d'écume, il n'y a donc pas de force perdue. On peut passer à toute vitesse à côté d'une périssoire sans que celle-ci bouge.

Sur de l'eau agitée, le bateau saute sur les vagues, comme une automobile sur une mauvaise route; cela n'arrête pas sa marche, mais prouve l'énorme inertie de l'eau, et obligera probablement à monter les plans inclinés à ressorts, comme des essieux de voiture. La stabilité est comparable à celle d'une automobile qui aurait le même empattement, c'est-à-dire 6^{m} de long et 3^{m} de large.

Ces résultats sont encourageants, quand on pense qu'il ne s'agit ici que d'un modèle d'expérience, forcément très défectueux, et quand on les compare à ceux des canots automobiles existants. Avec un canot pesant 800^{kg}, par exemple, et une force de 40^{chx}, ce qui fait un poids de 20^{kg} par cheval, on ne peut guère dépasser 33^{km} à l'heure, tandis que le bateau glisseur pèse environ 66^{kg} par cheval et atteint une vitesse supérieure. On peut donc, avec une force beaucoup moindre, et par conséquent avec économie, porter le même poids, et atteindre une vitesse au moins égale, sans que, pour cela, le moteur et la coque soient soumis à des efforts exagérés et souvent dangereux.

QUELQUES RÉFLEXIONS

SUR

LE MEETING DE MONACO,

PAR M. TELLIER FILS.

Il a été dit et écrit beaucoup de choses sur les courses qui viennent de se terminer à Monaco. Mais comme toujours, en pareil cas, presque tout ce qui a été dit est inexact; nous pensons donc être utile à la cause qui nous intéresse tous, en remettant les choses au point.

Au meeting de l'année dernière, les racers étaient classés au moyen de deux facteurs : 1° la longueur hors tout, 2° la cylindrée, et, par conséquent, avec une certaine approximation, la puissance du moteur. Il y avait trois séries :

1° Racers de moins de 8^{m}, cylindrée maxima $7^{l},500$; dans cette série, le premier, la *Râpée III*, avait la longueur maxima, c'est-à-dire 8^{m}, et un moteur développant 40 HP à 900 tours; la cylindrée était de $7^{l},336$, la vitesse fut de 33^{km} à 34^{km}.

2° Racers de 8^{m} à 12^{m}, cylindrée maxima 15^{l}; dans cette série, le premier, le *Trèfle-à-quatre*, avait une longueur de 10^{m}, et un moteur développant 80^{chx} à 1200 tours; la cylindrée était de $7^{l},896$; la vitesse fut de 38^{km}, soit plus de 20^{n}, la plus grande vitesse réalisée pendant le meeting.

3° Racers de 12^{m} à 18^{m}, cylindrée maxima 30^{l}; le premier, la *Lutèce*, avait une longueur de 15^{m}, et un moteur de 80^{chx} à 900 tours; la cylindrée était de $13^{l},672$; la vitesse fut de 36^{km}.

Toutes les courses eurent lieu par beau temps, et ces bateaux purent maintenir leur vitesse maxima sans aucun dommage ni danger. Les coques ne montrèrent aucune trace de fatigue, et la meilleure preuve, c'est que les trois racers cités plus haut firent la saison complète des courses de 1904, et parcoururent autant de kilomètres en chemin de fer que sur l'eau, ce qui, chacun le sait, n'est pas fait pour aider à la conservation de coques aussi légères, où tout, ne l'oublions pas, est sacrifié uniquement à la vitesse.

Pour le meeting qui vient de se terminer, la cylindrée fut abandonnée pour les racers, mais conservée pour les cruisers. La longueur extrême seule fut adoptée pour le classement, et les trois séries furent conservées.

Par conséquent nous avions droit à une puissance illimitée. Or, comme l'année dernière tout s'était bien comporté, les constructeurs se dirent : « Il n'y a pas de raison pour qu'il n'en soit pas de même cette année. » Puis il s'agissait surtout, comme le 40^{km} à l'heure avait été atteint et dépassé dans les courses de 1904, de dépasser cette fois le 50^{km} à l'heure.

Les bateaux furent donc étudiés pour cette vitesse; mais là deux grandes difficultés se présentèrent de suite : 1° l'insuffisance de puissance des moteurs dont on disposait; 2° la grande quantité de combustible liquide à embarquer, entre autres pour le Championnat de la Mer sur 200^{km}. C'est alors que la maison Panhard-Levassor créa son moteur à 6 cylindres de 150 HP. Ce moteur était du même type que celui monté sur la *Râpée III* lors de la coupe de l'*Auto* 1904, mais avec 2 cylindres de plus; cela faisait donc 6 cylindres de 170^{mm} d'alésage et 170^{mm} de course; il fut monté sur le *Palaisoto I* de 12^{m} de longueur et 1^{m},50 de largeur. Mais ce n'était pas encore suffisant pour les 50^{km} à l'heure, vitesse devenue une véritable obsession.

Nous décidâmes alors pour le *Panhard-Levassor* d'y monter deux moteurs de 100^{chx}. Deux combinaisons furent étudiées : 1° les moteurs côte à côte avec deux hélices, et 2° les moteurs en tandem; cette dernière disposition fut adoptée. En même temps nous apprenions que les Mercedès adoptaient la même solution, et avec des moteurs de même force. Pour le *Dubonnet*, la maison Delahaye construisit un 4 cylindres devant donner 300 HP à 700 tours; ce groupe moteur ne devait pas peser plus de 1200^{kg}, chiffre qui fut indiqué lors de la commande de la coque. Mais par la suite les constructeurs se trouvèrent entraînés à faire encore plus puissant, et finalement le poids atteignit près de 2000^{kg}.

Naturellement la coque se trouva insuffisante, et il n'aurait pas été prudent de demander au moteur toute sa puissance, qu'on prévoit maintenant être de 450 à 500 HP vers 650 tours, car avec cette très sensible augmentation de poids, résidant surtout dans les hauts, le bateau prenait une bande inquiétante, augmentant sous l'effort du couple de torsion de l'hélice. C'est pour cette seule raison que le nombre de tours ne fut jamais poussé au delà de 450 à 500, et non pas, comme il a été dit, de crainte de voir passer le moteur au travers de la coque, qui, construite à triple bordé dans les fonds, et à double bordé dans les hauts, ne montra aucune trace de fatigue après qu'on lui eut ajouté quelques entretoises, ni sous la pression de l'eau, ni sous les coups répétés de cet énorme moteur. En voici les caractéristiques.

Le moteur Delahaye, construit par MM. Desmarais et Morane sur les plans de M. Varlet, l'ingénieur de la maison, présente les caractéristiques suivantes :

Il est du type vertical à quatre cylindres.

Le bâti en acier coulé comprend cinq pièces d'une composition judicieusement étudiée, de façon à assurer le maximum de résistance avec le minimum de poids, en même temps que la facilité du travail de fonderie, et l'uniformité des épaisseurs. Ces cinq pièces réunies entre elles forment cinq paires de bras, dont les extrémités sont fixées à deux cornières longitudinales formant ainsi un ensemble très rigide, facile à disposer sur les carlingues d'un canot.

L'arbre manivelle équilibré est porté par cinq paliers, dont le coussinet inférieur seul est plein, le coussinet supérieur est ajouré; les têtes de bielle sont également pourvues de coussinets supérieurs pleins, alors que les coussinets inférieurs ne présentent qu'un contact partiel.

Le graissage est distribué aux cinq paliers, à la sortie desquels il est récolté automatiquement, pour être transmis aux têtes de bielle par la force centrifuge.

Les bielles forgées, d'une seule pièce en acier au nickel, sont à corps rond creux.

Les pistons sont en fonte, garnis de trois segments.

Les quatre cylindres séparés, fixés sur le bâti, sont en acier au nickel, avec chemise d'enveloppe d'eau en cuivre rouge, et fond de cylindre rapporté, en fonte grise, formant à sa partie supérieure un plateau, sur lequel viennent se fixer les deux boîtes à soupapes d'admission et d'échappement.

Ces deux boîtes comportent chacune trois soupapes commandées, ainsi que leur arbre à cames et tous accessoires de commande, tels que leviers, porte-galets, doigts de buttée, etc. Ces divers tronçons d'arbres à cames sont ensuite reliés entre eux et aux organes de commande par des accouplements d'Oldham, qui en permettent le démontage facile, et les variations de mise en place.

A l'avant du moteur sont montées, commandées par un engrenage, deux pompes, l'une centrifuge pour la circulation de l'eau nécessaire au refroidissement du moteur, l'autre à engrenages pour l'évacuation des eaux et huiles de la cuvette du fond du bateau. Les engrenages de distribution, avec renvoi d'angle pour commander les arbres à cames, sont également à l'avant, renfermés dans des carters en aluminium.

Sur le côté gauche, se trouve le carburateur à tiroir central, donnant mécaniquement le réglage automatique de la carburation, comme dans toutes les voitures Delahaye, et permettant le réglage de la vitesse du moteur par étranglement de l'orifice d'admission.

Sur le côté droit est le collecteur d'échappement.

Enfin à l'arrière se trouvent disposés à la partie supérieure, dans le prolongement de l'arbre de commande d'admission, le distributeur d'allumage par accumulateur et bobine à trembleur, ainsi que la magnéto Simms Bosch, pour l'allumage à haute tension.

La mise en marche du moteur s'opère au moyen d'un levier à encliquetage, commandant par engrenages démultipliés de 6 à 1 l'arbre du moteur; montés sur axe excentré, le levier et le pignon de commande peuvent être complètement déliés du moteur pendant la marche.

Le moteur complet ainsi constitué, avec tous ses accessoires et son volant, a comme dimensions d'encombrement :

	m
Longueur	2,20
Largeur	1,04
Hauteur au-dessus de l'axe	1,40
» au-dessous de l'axe	0,305

La puissance contrôlée à ce jour a été de 300 HP à 630 tours, mais il y a tout lieu d'espérer une amélioration sensible après réglage définitif.

L'embrayage et le renversement de marche sont montés sur un prolongement de l'arbre manivelle, et un palier à glissière.

L'embrayage en marche avant est obtenu par un ressort d'acier en spirale, s'enroulant sur un cône en fonte trempée coulissant sur l'arbre moteur. Le ressort d'acier est solidaire de la couronne porte-satellites d'un différentiel à engrenages droits, dont le pignon de commande est calé sur l'arbre moteur, et la roue commandée, à denture intérieure, est fixée sur l'arbre à double cardan commandant l'arbre de l'hélice. Un frein s'enroulant sur la couronne porte-satellites permet, après le débrayage, de produire par freinage la marche arrière.

La maison anglaise Napier devait avoir deux canots : 1° le *Napier-II,* que nous avions déjà vu à Trouville à la Coupe Gaston Menier, et 2° un nouveau *Napier*.

Le *Napier-II,* construit en acier par la maison Yarrow, est propulsé par 2 moteurs de 75^{chx} chacun placés côte à côte, et actionnant chacun une hélice; la longueur totale du canot est de 40 pieds, soit 12^{m},20, la largeur maxima de 1^{m},55 et le creux de 0^{m},77, les hélices ont un diamètre de 0^{m},54, et comme la distance d'axe en axe des moteurs est de 0^{m},83, le jeu entre les cercles décrits par les hélices est donc de 0^{m},29. A propos des hélices nous devons dire que celles construites en Angleterre procèdent d'idées tout à fait différentes de celles des constructeurs français. Ces hélices ont toutes un très petit diamètre, et une grande fraction de pas, sans doute par crainte de la cavitation; nous pensons que ces craintes sont exagérées, car, avec des diamètres bien plus grands que les leurs pour des vitesses égales, nous n'avons jamais eu de mécomptes de ce côté.

Mais où le *Napier-II* est surtout particulier, c'est par sa forme. Il est complètement plat de l'avant à l'arrière, la muraille est verticale, et sur les deux tiers de la longueur, dans la partie centrale, les côtés du bateau sont parallèles; le pont avant est très long et très élevé, et encore prolongé par une

teugue en toile peinte allant jusqu'au pilote, qui se trouve sur un siège placé très haut sur le pont.

Tout autre comme aspect était le *Napier,* construit en bois cousu. Ce bateau, actionné par un seul moteur de 75^{chx}, a une carène bulbée, dans laquelle est logé le moteur. Ce dispositif est fait : 1° pour abaisser le centre de gravité; 2° pour diminuer l'inclinaison de l'arbre porte-hélice, et, par conséquent, les variations dans l'angle d'attaque de celle-ci. Du reste nous croyons qu'un dispositif analogue a été breveté il y a quelques années par M. J.-A. Normand. Le gouvernail est placé en avant de l'hélice, qui a été faite par la maison Yarrow.

Le *Mercedès-Charley,* longueur 12^{m}, 2 moteurs Mercedès de 90 HP en tandem; ce bateau, bien sur l'eau, et d'une belle vitesse, n'a pu donner la mesure de ses moyens, n'étant pas tout à fait au point.

Le *Pi-Ouit-IV,* de 15^{m} de longueur, actionné par deux moteurs Turcat-Méry de 90 HP chaque, et deux hélices.

Le *Trèfle-à-quatre* de l'an dernier avait reçu un nouveau moteur Richard-Brasier de 150 HP; mais nous pensons que ce nouveau moteur était trop lourd pour cette coque, car le bateau piquait du nez, et il ne semble pas qu'il aurait pu naviguer en vitesse.

La *Turquoise,* longueur $9^{m},16$, moteur Antoinette de 100^{chx} à 8 cylindres. poids du bateau complet 500^{kg}.

Cette coque très légère, construite en cèdre à franc-bord simple de 4^{mm}, sur membrures en sycomore découpé, est recouverte d'une toile de ramie d'un seul morceau, collée au vernis; les carlingues allant d'un bout à l'autre du bateau sont en frêne, et évidées, elles forment poutre armée.

L'*Antoinette,* longueur 8^{m}, même moteur que la *Turquoise,* mais la coque est construite en cèdre à double bordé.

Le *Billancourt,* le *Madrioto* et le *Palaisoto II,* de 8^{m} de longueur, et tous trois actionnés par des moteurs Renault de 80 HP; ces bateaux ont été d'une marche très régulière, et, remarque curieuse à faire, ces trois bateaux, de même que la *Rapière,* avaient là les moteurs ayant couru en Amérique, en 1904, la course de voitures appelée *Coupe Vanderbilt.*

Passons maintenant une revue rapide des diverses courses de racers.

Première journée : départ à $10^{h}30^{m}$, racers de 8^{m}; jusqu'à $9^{h}45^{m}$, la mer est d'un calme absolu, puis subitement elle s'élève et grossit progressivement, nous sortons du port vers $10^{h}10^{m}$, nous marchons à pleine vitesse, en mouillant naturellement beaucoup, mais enfin nous tenons.

A $10^{h}30^{m}$ nous partons dans cet ordre : *Rapière, Antoinette, Billancourt* et *Palaisoto-II,* tous quatre en vitesse; pendant 500^{m}, cela peut aller, mais la mer se fait de plus en plus mauvaise; la *Rapière* quitte la crête des lames tangentiellement, et faisant un véritable bond dans le vide, tombe sur la crête suivante à 45^{km}; cette fois il faut ralentir, d'autant plus que la mer est maintenant par le travers.

Nous virons ainsi la première bouée, en marchant à 35^{km}, mais il faut ralentir encore; cette fois, nous ne tenons plus que par des prodiges d'équilibre, finalement nous arrivons à ne marcher qu'à notre vitesse *minima*, c'est-à-dire environ 22^{km} à 25^{km}. Malheureusement il nous est impossible de ralentir davantage, nous ne pouvons donc plus continuer; nous sommes en ce moment à la deuxième bouée, la course est alors arrêtée en faisant les signaux d'usage, et le bateau-commissaire nous passe la remorque.

Donc, premier point, nous n'avons pas été arrêtés, comme cela a été dit à tort, par l'eau que nous embarquions sur le moteur, celui-ci était parfaitement protégé et absolument sec, pas plus que par l'eau que nous avions embarqué à bord (il n'y en avait pas 30^{l}), *mais parce que nous ne pouvions ralentir assez,* et alors le bateau quittant toujours la crête des lames, en tombant sur l'autre crête, donnait des secousses telles, que l'on aurait fait sûrement des avaries graves en continuant.

Comme il fallait s'y attendre, le lendemain une partie de la presse a prononcé la faillite des canots automobiles, disant que, du moment où ils ne pouvaient naviguer que par mer plate, ils ne servaient à rien, etc.

Nous ferons d'abord observer qu'à la mer tout est relatif, et où il nous était impossible de naviguer à 13^{n}, les contre-torpilleurs étaient très à l'aise en marchant à la même vitesse, mais il leur aurait été impossible de marcher à 20^{n} ou 22^{n}. Or il nous a fallu abandonner justement *parce que nous ne pouvions pas ralentir assez.* Quant aux coques, elles ont montré une stabilité parfaite.

Par suite de la continuation du mauvais temps, la course ne peut avoir lieu que le surlendemain, et, pour ne pas trop retarder les coureurs, il est décidé que les racers de 8^{m} à 12^{m} courront le matin, et les 8^{m}, l'après-midi. Le matin le temps est maniable, et le départ est donné, le *Mercedès-Charley* prend de suite la tête, ensuite viennent *Napier II* et *Napier, Palaisoto-I, C.-G.-V.* et *Turquoise;* au deuxième tour, *Mercedès-Charley* est toujours en tête, mais il s'arrête, et abandonne. *Palaisoto-I* est alors en tête, précédant de peu les *Napier*; au troisième tour, la *Turquoise* abandonne; au quatrième tour, *Palaisoto-I* abandonne, il ne reste donc plus que les *Napier* et le *C.-G.-V.,* à l'arrivée; *Napier-II* est donc 1er et *Napier* 2e. Devant ce succès de nos voisins, les Français commencent à être sérieusement inquiets pour le Championnat de la mer et la course du Mille.

L'après-midi la course des 8^{m} s'effectue sans incident par temps moyen, et les résultats sont : 1er Le *Rapière,* 2e *Billancourt,* 3e *Antoinette.* Le lendemain, course des racers de 12^{m} à 18^{m}, dans laquelle était inscrits le *Dubonnet,* le *Pi-Ouit-IV* et le *Panhard-Levassor;* mais avant de continuer nous allons dire quelques mots sur les essais, à Monaco, de ce dernier bateau.

A la première sortie nous marchions à toute vitesse, c'est-à-dire 51^{km}-52^{km}, soit 28^{n}, *par houle assez forte,* et tout allait bien à bord, lorsque brusquement

le bateau s'arrête net, les moteurs étant toujours en pleine action. Par l'inertie, le mécanicien est précipité sur les moteurs, où, heureusement, il ne se fait aucun mal, et le barreur, passant par-dessus la roue de gouvernail, tombe sur le mécanicien. Évidemment nous venions de rencontrer une épave sous-marine; nous nous assurons si le bateau fait eau, heureusement il n'en est rien. Ce qui était bizarre, c'est que nous étions embrayés, les moteurs en marche, et nous n'avancions pas, mais le bateau avait des vibrations dont l'amplitude était certainement de plus de $0^m,10$; nous débrayons l'hélice, immédiatement les vibrations cessent, l'explication des vibrations anormales est de suite trouvée, il y a quelque chose d'engagé dans l'hélice; nous mettons l'hélice à la marche arrière, et nous embrayons pour essayer de dégager l'hélice; les trépidations recommencent, nous n'avions donc qu'à stopper les moteurs, et à rentrer en remorque.

Nous tirons le bateau à terre immédiatement, et nous commençons par trouver l'hélice réversible avec une aile en marche avant, et l'autre aile en marche arrière, et la chaise d'arbre cassée.

Maintenant nous avions l'explication nette des trépidations, et nous savions pourquoi les moteurs étant embrayés, le bateau avait une vitesse nulle.

Puis, sous l'effet de cet arrêt brutal et par inertie, le châssis moteur, les carlingues et le tube d'étambot avaient avancé dans la coque, glissé en quelque sorte sur les bordés, et alors, de la partie centrale à l'avant, toutes les membrures étaient dérivées. Comme la course avait lieu le lendemain, les réparations furent faites hâtivement dans la nuit, et forcément imparfaitement.

Le bateau est donc remis à l'eau avant la course, et nous sortons pour faire un essai. Tout allait bien, le bateau ne faisait pas du tout d'eau. Nous marchons pendant une heure, puis nous rentrions, lorsque, sans avoir senti aucun choc, nous nous apercevons que nous coulons, nous avons juste le temps de prendre des canots comme allèges pour empêcher le bateau de s'enfoncer.

Nous tirons le bateau à terre plein d'eau, dans des conditions déplorables, et nous trouvons : 1° le joint en cuivre du tube d'étambot arraché; 2° dans la carène, à hauteur des réservoirs, un trou à section nette, de $0^m,15$ de long et $0^m,04$ de large, trou dont la seule explication ne peut être donnée que par la rencontre d'une épave portant une aspérité tranchante.

Il ne restait donc en présence que le *Pi-Ouit-IV* et le *Dubonnet*, mais ce dernier ayant eu sa pompe de circulation d'eau cassée, la course des grands racers fut gagnée par le *Pi-Ouit-IV*. Pendant ce temps, nous réparions le *Panhard-Levassor*, et le mettions à l'eau le lendemain soir, veille du *Championnat de la mer;* nous faisons un essai d'une demi-heure, et, tout allant bien, nous rentrons.

Le 14 avril la course a lieu. Successivement abandonnent le *Mercédès-Charley*, le *Dubonnet* et les deux *Napier;* les fonds du *Napier-II* avaient cédé, et il n'eut que le temps de rentrer sur le slip; mais, au moment où il abandonnait, le *Panhard-Levassor* avait *plus d'un tour d'avance* sur lui.

La course se termine sans incidents, et le classement donne : 1er *Panhard-Levassor*, 2e la *Rapière*, 3e *Palaisoto-II*; on avait donc parlé un peu vite de la faillite de la construction française des coques en bois. Le succès était d'autant plus complet, que la course se faisait sur une distance double de celle où les *Napier* avaient été vainqueurs.

Comme le *Panhard-Levassor* devait courir le lendemain le handicap des racers, il fut tiré à terre et visité; la coque n'avait pas souffert, mais le tube d'étambot s'était déplacé, les vis le fixant à la chaise de l'arbre étant parties; le tout fut réparé, et le bateau remis à l'eau.

Le départ de la course a lieu. Il faisait belle mer, lorsque, au milieu du premier tour, le *Panhard*, qui marchait à ce moment à 51k à l'heure, s'ouvrit par l'avant, les réparations faites précédemment ayant cédé, et coula en quelques instants.

Naturellement une certaine partie de la presse reparla alors de la faillite de la construction en bois (oubliant que la première coque qui avait cédé était une coque en acier), comparant les coques des racers à des passoires ou à des morceaux de sucre, etc.

Évidemment ces bateaux sont extra-légers, la coque du *Panhard-Levassor* ne pesait que 380kg pour un déplacement total de 2000kg, c'est-à-dire seulement 19 pour 100 du déplacement; la légèreté avait été peut-être poussée un peu loin; mais en donnant à ce même bateau 2 pour 100 seulement en plus comme poids de coque, c'est-à-dire 21 pour 100 du déplacement, rien n'aurait bougé lors du premier accident, car en fin de compte il ne faut pas oublier que ces bateaux de démonstration sont destinés à glisser sur la mer, mais pas sur des épaves.

Le lendemain eut lieu la Coupe de S. A. S. le Prince de Monaco, sur une distance de 2852m, les temps étaient pris au mille marin et au kilomètre, mais le temps total seul comptait pour le classement.

Étaient en ligne dans la finale : *C.-G.-V.*, *Dubonnet* et la *Rapière*, mais la lutte véritable n'avait lieu qu'entre ces deux derniers bateaux. Au mille, la *Rapière* est première d'une seconde, à cause de son démarrage beaucoup plus rapide; 100m avant l'arrivée, la *Rapière* était encore en tête, le *Dubonnet* augmente alors son allure et passe facilement.

Cette fois le but tant désiré, le 50km à l'heure, était atteint et même dépassé, puisque le *Dubonnet* atteignait 52km,300 et la *Rapière* plus de 47km, c'est-à-dire 25m,5 pour un bateau de 8m.

Le meeting était terminé, et heureusement sans accident de personnes. Les enseignements à en tirer sont nombreux : 1° bateaux plus défendus; 2° moteurs plus protégés; 3° coques moins légères.

Pour le premier point et pour le troisième, les constructeurs tournent un peu dans un cercle vicieux, car les bateaux qu'ils construisent doivent gagner à la mer, en rivière et sur les lacs; cela était possible l'année dernière, quand nous avions des moteurs moins puissants, mais maintenant ce n'est plus pos-

sible, et à notre avis il faudrait que les coureurs, pour avoir le maximum de chances, aient deux bateaux par série, un de gros temps et un de temps moyen.

Du reste les prochaines courses à la mer, semaine maritime au Havre, et Boulogne-Folkestone, montreront que l'expérience a profité, car les leçons, quoi qu'on en ait dit, ne peuvent être données que par la course elle-même. C'est pourquoi l'International Sporting Club, en créant son magnifique meeting, et en le dotant de 110000fr de prix, a plus fait pour la navigation automobile, et plus particulièrement pour le passionnant problème de la vitesse, que toutes les théories qui auraient pu être émises, mais n'auraient jamais été appliquées dans des conditions aussi complètes et aussi sûres.

NOTE

SUR

LA PROTECTION DES NAVIRES

CONTRE

LES TORPILLES AUTOMOBILES,

PAR M. BERTIN,
Directeur du Génie maritime,
Membre de l'Institut.

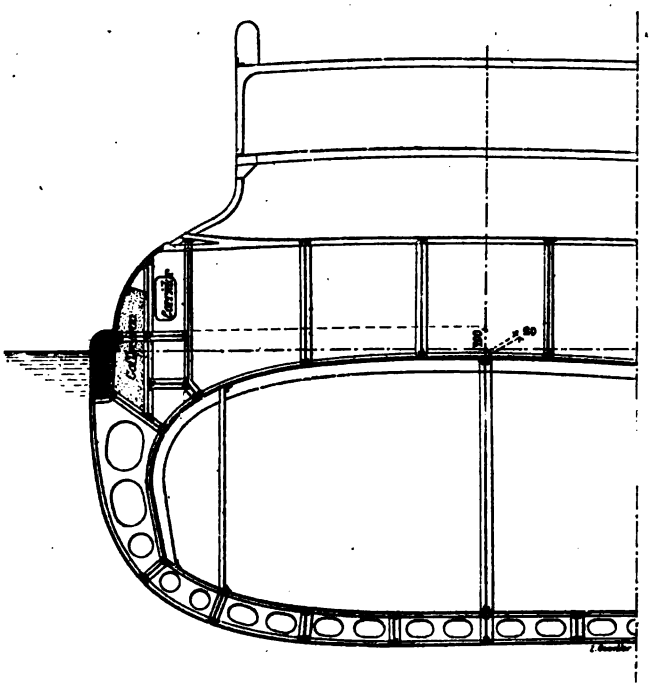
La publicité donnée au système de protection établi, à bord du *Cesarewitch,* contre les torpilles automobiles permet aujourd'hui d'en parler sans indiscrétion. Je me bornerai, du reste, à un simple exposé historique, en laissant de côté un premier dispositif, assez particulier, que j'ai expérimenté avec succès à Yokoska, vers 1887, mais dont l'efficacité était vraisemblablement limitée aux anciennes charges de 16^{kg} de fulmi-coton.

La date exacte de la première proposition relative à l'emploi d'un cuirassement intérieur, suffisamment éloigné du bordé pour permettre l'amortissement de l'explosion, se trouve déterminée par deux notes que j'ai rédigées à Toulon le 6 octobre et le 31 octobre 1890. Dans la première j'envisageais uniquement la protection contre l'artillerie; je signalais la nécessité de modifier le système défensif à la flottaison, pour assurer une protection indispensable à la stabilité, tout en augmentant la sécurité des parties vitales. Dans la seconde note, qui est un simple complément de la première, j'appelais l'attention sur la possibilité d'obtenir, sans grande dépense de poids ni d'argent, une protection sérieuse contre les torpilles, par l'adoption du dispositif représenté figure 1. Je donne, en Appendice, les termes mêmes de la note du 31 octobre.

Les données permettant l'étude précise de l'efficacité du cuirassement intérieur proposé faisaient défaut à la fin de 1890. Les résultats de mes expériences d'Yokoska n'étaient applicables à aucun égard; les charges des

cônes de torpilles avaient été énormément accrues depuis quelques années, passant de 16kg à 50kg, puis bientôt à 75kg. Les expériences contre les vieilles coques, faites en France, avaient toujours eu lieu en établissant le contact entre la charge et la paroi attaquée. On pouvait utiliser seulement quelques

Fig. 1.



indications incomplètes, données par les journaux techniques sur les résultats des expériences Anglaises contre la coque de l'*Hercules*. Des expériences spéciales, nécessairement très coûteuses, étaient indispensables pour permettre d'opérer avec certitude.

Il est assez probable que, dans ces conditions, la proposition que j'avais adressée le 31 octobre fût restée isolée, et que je n'aurais pas appelé de nouveau l'attention sur elle, si elle ne s'était trouvée liée à l'étude de la protection contre l'artillerie, à laquelle j'attachais une importance bien méritée. Sur ce dernier point, les expériences très simples de stabilité sur des modèles démontables, que j'avais entreprises pour les cuirassés, et pour les croiseurs des derniers modèles, confirmaient péremptoirement l'exactitude de mes prévisions. Je préparai donc, coup sur coup, toute une série d'études complètes, avec devis et coupes au maître à grande échelle, de navires présentant uniformément le système de protection contre les torpilles.

Quatre projets de navire, préparés à Toulon à cette époque, portent les dates suivantes :

1° 15 décembre 1890 (étude de principe détaillée);

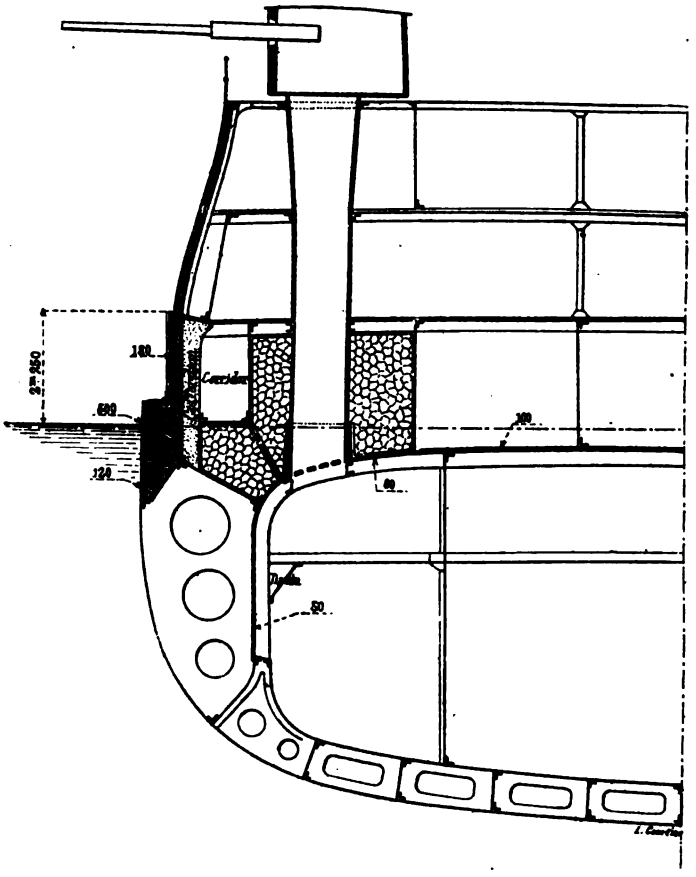
2° 21 juin 1891 (modification au *Carnot*);

3° 22 juillet 1891 (projet original des cuirassés type *Patrie*);

4° 4 avril 1892 (modification au précédent).

Je donne comme exemple (*fig.* 2) une réduction de la coupe au maître du

Fig. 2.

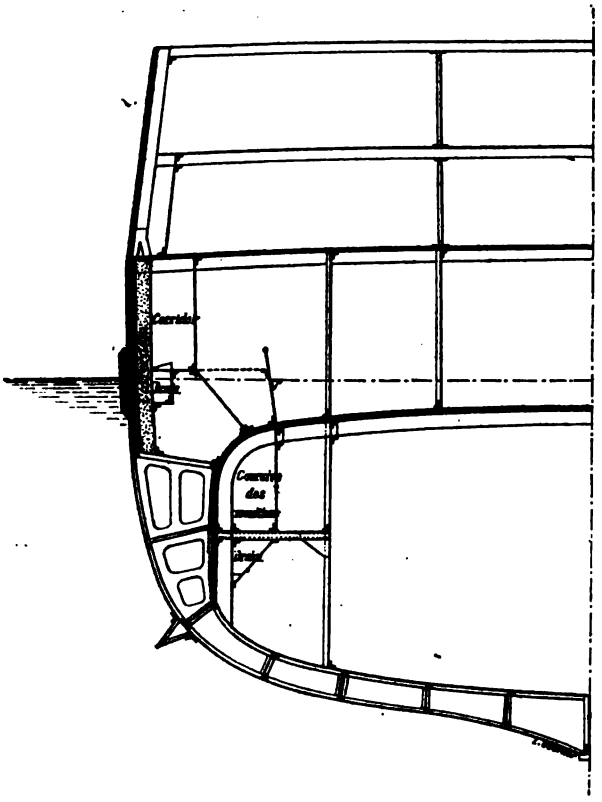


projet du 22 juillet 1891, qui figure dans mon Rapport à la Commission extraparlementaire; les trois autres n'en diffèrent que par des détails insignifiants.

Enfin j'adoptai le même système de protection dans un projet de croiseur cuirassé commencé à Rochefort, dont j'ai, en 1892, laissé le soin de terminer les plans à un ingénieur de ce port, quand je fus appelé à Paris. C'est le croiseur qui fut mis en chantier sous le nom de *Jeanne d'Arc,* à la fin de 1895,

quelques jours après mon entrée au Ministère. Il avait été étudié pour 22 nœuds de vitesse; la suppression du dispositif protecteur contre les torpilles, qui est représenté figure 3, d'après le plan primitif, a fourni le poids nécessaire au moteur pour un vingt-troisième nœud.

Fig. 3.



Dans l'intervalle de 1892 à 1895, des expériences avaient été exécutées à Lorient sur des caissons représentant deux dispositifs de protection différents. Sans être absolument concordantes, à cause de certaines défectuosités de construction, ces expériences permettaient d'établir deux conclusions :

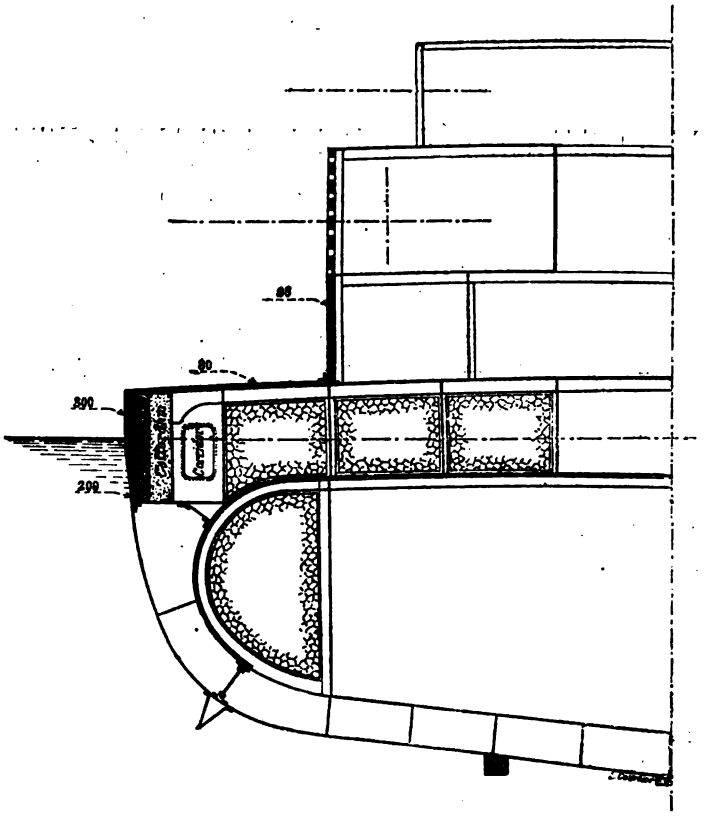
1° L'emploi d'un véritable cuirassement intérieur est indispensable; les cloisons minces multipliées, même à poids égal, ne peuvent en fournir l'équivalent.

2° Les dispositions proposées figures 1, 2, 3 sont défectueuses au point de vue de la forme de la cloison blindée, et insuffisantes au point de vue de son épaisseur, en présence de la puissance des nouvelles charges.

A la suite de ces expériences, j'ai adopté, sur le *Henri IV*, la disposition de la figure 4 qui a été communiquée, à mon insu, au journal l'*Illustration*,

et publiée lors du lancement du navire. Ce n'était plus d'ailleurs, je crois, un bien grand mystère. Une nouvelle expérience, faite à Brest dans des condi-

Fig. 4.



tions de discrétion très différentes de celles de Lorient, a donné lieu à maint récit, dont l'exactitude n'a pas à être discutée ici.

APPENDICE

SUR LA PUISSANCE DÉFENSIVE DES GRANDS CUIRASSÉS.

(SUITE DE L'ÉTUDE DU 6 OCTOBRE 1890.)

PROTECTION CONTRE LES TORPILLES.
EMMÉNAGEMENTS DE LA TRANCHE CELLULAIRE.

En poursuivant l'étude du 6 octobre dernier sur la puissance défensive des grands cuirassés, j'ai été conduit en premier lieu à apporter une modification importante à la disposition du pont cuirassé, qui, dans cette étude, était transporté à peu près parallèlement à lui-même, du dessus de la ceinture, au-dessous de la ceinture cuirassée.

Le pont cuirassé, après son abaissement, présente en abord, dans le voisinage du can inférieur de la ceinture, une portion qui ne peut jamais être atteinte par les projectiles, soit par les coups directs, soit même par les coups de revers venant du bord opposé. Dès lors, il n'y a aucun inconvénient à séparer entièrement le pont cuirassé de la ceinture cuirassée, en laissant entre eux un large hiatus fermé par une simple cloison étanche. On peut recourber le pont, et l'envoyer rejoindre, non plus le bordé extérieur, mais le double fond intérieur, et le prolonger ensuite le long de ce double fond comme l'indique la coupe au maître sur le plan joint à la présente note.

Par cette disposition nouvelle, le pont blindé assure la protection contre les torpilles. Une torpille envoyée à 3^{m} au-dessous de la flottaison a sa pointe à $1^{m},70$, et, par suite, son centre d'explosion à 2^{m} au moins du nouveau blindage intérieur, au moment où elle éclate; en face d'elle, le blindage intérieur a une épaisseur totale de 5^{cm}; on peut admettre que, dans ces conditions, le blindage résisterait même à l'explosion d'une torpille de 100^{kg}. Si la torpille était réglée pour descendre plus bas, elle rencontrerait encore en face d'elle un blindage de 4^{cm}.

Ainsi se trouve complété le résultat poursuivi dans l'étude du 6 octobre : mettre le grand cuirassé à l'abri du danger d'être mis hors de combat, peut-

être même détruit d'un seul coup, en le laissant seulement exposé à être détruit lentement par les coups répétés d'un adversaire, contre lequel il aura eu, de son côté, le temps de déployer ses propres moyens d'action.

Le poids nécessaire à la nouvelle protection contre les torpilles a été fourni en partie par.....

QUELQUES MOTS

SUR

LA GUERRE RUSSO-JAPONAISE

AU POINT DE VUE DE LA MARINE,

PAR M. CH. FERRAND,
Ingénieur en chef du Génie maritime.

Il y a plus d'un an que, par la surprise de Port-Arthur, a débuté la première grande guerre maritime, mettant en présence deux puissantes marines, *armées d'un matériel entièrement moderne.* De nombreux faits d'armes ont eu lieu, qui ont provoqué des commentaires de toutes sortes : on a vu, ou cru voir, dans la pratique, l'effet des engins de combat nouveaux. Il serait donc étonnant qu'il ne fût pas question de cette guerre et de ses enseignements dans les réunions de notre Association.

Toutefois, il serait prématuré de présenter dès maintenant des conclusions; la science, il serait peut-être plus juste de dire l'art, de la construction navale, est une science de détail, qui ne saurait baser ses affirmations sur des informations aussi peu précises, que celles que nous possédons à l'heure actuelle; il ne faut pas oublier, en effet, que nous n'avons encore, à ma connaissance du moins, aucun document de source officielle Japonaise; la plupart des incidents, nous ne les connaissons que par des informations de journaux très sujettes à caution. Les seuls faits positifs, sur lesquels nous puissions discuter, sont les effets de la première attaque de Port-Arthur sur le *Cesarevitch* et le *Bayan,* qui ont été entrevus par un ingénieur Français, et sur l'état du *Cesarevitch,* de l'*Askold* et de la *Diana* à leur arrivée dans des ports neutres. Sans doute, à défaut d'autres faits, ces constatations seraient intéressantes; mais on doit, à mon avis, se contenter à leur égard de monographies détaillées, et réserver toute conclusion générale jusqu'à la fin de la guerre. On ne doit pas oublier l'histoire récente de la bataille du Yalou, et les fausses conclusions que l'on en a tirées au détriment de certains budgets :

la presse Européenne, sur la foi des télégrammes Japonais, constata l'écrasement de l'escadre cuirassée Chinoise par la flotte des croiseurs Japonais, et s'empressa d'en conclure l'inutilité des cuirassés. Or la vérité était qu'aucun cuirassé n'avait reçu de blessures graves, que l'escadre Chinoise n'avait perdu que des croiseurs protégés sans valeur militaire, et ne s'était retirée du champ de bataille qu'après le départ de la flotte Japonaise. Coucher sur le champ de bataille est, en général, l'indice de la victoire; entre les mains d'une presse bien stylée, la bataille du Yalou aurait pu être présentée comme une victoire des Chinois.

C'est pourquoi nous devons être très réservés; certains faits de la guerre actuelle sont pour nous inexplicables; il faut attendre pour les juger. Mais il n'en est pas moins vrai que les événements qui se sont déroulés depuis un an comportent quelques enseignements, qu'il convient de mettre en lumière pendant que l'opinion publique s'occupe de ces questions. Il n'est pas permis, notamment, de laisser échapper l'occasion de constater, que, du jour où l'on a dû raisonner, non sur une guerre vague et hypothétique, mais sur une guerre réelle, tous les sophismes, dont sont nourries trop souvent les études maritimes qui font l'opinion du grand public, se sont évanouis comme par enchantement. En présence des réalités de la guerre, le bon sens a repris immédiatement ses droits. Je dirai même que cette simple constatation est peut-être le plus grand enseignement que nous ayons à retenir dès maintenant; les observations que je vais vous présenter pourront à juste titre être taxées de pures banalités; car, en réalité, je ne pourrai que répéter ce qui se dit depuis six mois, dans tous les organes de la presse, dans toutes les discussions parlementaires, aussi bien d'ailleurs que dans les milieux maritimes. Je dois donc m'excuser d'avance de ne rien apporter de nouveau; mais n'est-ce pas un grand enseignement que de relever l'accord de tous, réalisé par le premier coup de canon. Il me semble d'autant plus important de préciser les points sur lesquels cet accord s'est réalisé, que nous sommes sans doute à la veille du jour où les nécessités de la politique générale conduiront notre marine à étudier les bases d'un nouveau programme de constructions.

De l'ensemble des événements qui se sont passés depuis un an en Extrême-Orient, un premier enseignement découle, et chacun l'a si bien compris que je me contente de le mentionner : si la Russie avait consacré plus d'efforts à la préparation de sa flotte, personnel et matériel, et des points d'appui de celle-ci, la guerre eût été sans doute évitée, et, en tout cas, le Japon n'aurait pas immédiatement conquis la maîtrise de la mer, qui, seule, lui a permis de porter sans danger ses troupes en Mandchourie. Je laisse à d'autres le soin de calculer quelles économies de vies et d'argent aurait réalisé l'Empire des Czars, s'il n'avait rendu la guerre fatale en s'occupant trop uniquement des travaux de la paix. La question, souvent posée, de

l'utilité d'une marine a été résolue dès le premier jour de la guerre; la justesse du proverbe : *Si vis pacem, para bellum,* a reçu une nouvelle et terrible confirmation.

Entrant dans le domaine de la construction navale, nous trouvons un second enseignement, établi, je le dirais volontiers, avec la clarté de l'évidence : ce sont les six puissants cuirassés de l'amiral Togo qui ont assuré dès le premier jour la supériorité maritime à l'Empire du *Soleil Levant.* On ne saurait encore préciser quel a été leur rôle dans le détail, on ignore dans quelles conditions ils ont pris part aux batailles navales, mais un fait brutal domine : *par leur seule existence, ils ont conquis l'empire de la mer.*

Est-il d'ailleurs rien de plus curieux que la façon dont se sont subitement évanouies, dès le premier jour de la guerre, toutes les théories de certaines écoles sur l'inutilité des cuirassés? Le désastre du *Variag* à Tchemulpo est venu tout d'abord rappeler d'une façon tragique les rêveurs à la réalité; des navires ne pouvant combattre qu'à la condition de choisir leur adversaire, de choisir leur distance, de choisir leur angle d'attaque, ne sont pas des bâtiments de combat; des flottes ne se battent que pour atteindre des résultats tactiques ou stratégiques, et l'on ne peut atteindre aucun résultat en se dérobant systématiquement, grâce à sa vitesse, à un adversaire trop puissant; en un mot, la première qualité d'un instrument de combat est de pouvoir rester sur le champ de bataille. Ce qu'il est très curieux de constater, c'est l'unanimité avec laquelle, dès le début de la guerre, l'opinion de la presse s'est ralliée à cette vérité : dans toutes les informations relatives aux compositions des escadres, on voit soigneusement mis à part les cuirassés, et c'est sur leur nombre et sur leur armement que l'on fonde des conjectures; les croiseurs-cuirassés comptent peu; quant aux croiseurs simplement protégés, quelle que soit leur vitesse, quel que soit leur armement, ils ne comptent guère plus que de simples paquebots. N'y a-t-il pas, dans cette constatation de l'opinion publique, un grand enseignement?

D'ailleurs, le peu de faits que nous connaissons ne peut que confirmer cette conclusion : elle ressort de la seule comparaison du *Varyag,* croiseur moderne très rapide, annihilé en un instant, et du *Cesarevitch,* qui, après avoir subi tout l'effort du combat, a pu s'échapper, et venir se réfugier dans un port neutre, sans avoir éprouvé d'avaries majeures.

Mais je crois qu'il serait prématuré, ainsi que je le dis plus haut, de tirer dès maintenant une conclusion de l'examen des faits; puissions-nous, lorsque des années de paix auront fait oublier les leçons de la guerre, et lorsque de nouvelles théories nuageuses voudront nous imposer le décuirassement, et la recherche de la vitesse, nous rappeler ce fait très significatif du discrédit dans lequel sont tombés, dès le premier jour de la guerre, et je dirai même avant le premier coup de canon, les croiseurs protégés, et même les croiseurs cuirassés.

Nous constatons d'ailleurs que, dès maintenant, les Japonais, qui sont sans doute mieux informés que nous sur la réalité des faits, mettent en chantier des cuirassés de plus de 15 000^{tx}; les Anglais font de même.

En ce qui concerne la guerre de course, on ne saurait nier l'importance qu'ont pu avoir quelques raids audacieux exécutés par l'escadre de Vladivostock. Mais ces raids ont-ils eu la moindre action sérieuse sur la marche des événements? Ils ont imposé aux Japonais quelque surcroît de précautions, et quelques pertes matérielles, que le vaincu paiera. Mais ont-ils gêné sérieusement le débarquement et le ravitaillement des armées du Mikado?

D'autre part, un fait à noter est l'inefficacité réelle d'un blocus.

Les Japonais s'étaient montrés avisés en mettant une admirable opiniâtreté à embouteiller Port-Arthur. L'insuccès de cette opération a permis, jusqu'au dernier jour, aux navires Russes d'entrer et de sortir. Si l'on tient compte de la situation géographique de Port-Arthur, situé au fond de mers resserrées, communiquant avec l'Océan par des passages relativement étroits, si l'on considère la supériorité de la flotte Japonaise, et la facilité qu'elle tirait de la proximité de ses bases d'opérations et de ses arsenaux, on doit en conclure qu'un blocus avec les navires modernes ne saurait plus être effectif, et que des navires rapides et bien conduits pourront toujours, en choisissant leur heure, forcer un blocus, si étroit qu'il soit. Ainsi s'évanouissent certaines légendes telles que celle de Gibraltar fermant la Méditerranée.

L'artillerie aussi nous a réservé des surprises. Victime d'un séduisant sophisme, on croyait volontiers qu'il y avait intérêt à remplacer la masse du projectile par sa vitesse; toutes les puissances Européennes avaient diminué le calibre de leur grosse artillerie, le fameux canon de 100^{tx} était devenu un objet d'ironie; la marine Française avait abandonné le calibre de 420, et l'adoption du 240 comme maximum avait des partisans. Ironie singulière, les mêmes qui prônaient le combat à longue distance pour se soustraire aux atteintes de l'ennemi, paraissaient oublier que le projectile perd rapidement sa vitesse, et qu'à grande distance c'est sa masse qui agit. D'ailleurs les effets de destruction semblent dépendre beaucoup plus, et l'on se l'explique aisément, de la masse des projectiles que de leur vitesse. En même temps, par suite d'une interprétation fausse des résultats de la bataille du Yalou (j'ai eu l'occasion ici même d'établir cette erreur), nous vivions dans le culte de l'artillerie moyenne à tir rapide. Les enseignements du combat ont remis en honneur la grosse artillerie. Cela paraît ressortir de l'impression générale, qui résulte des faits que nous connaissons, et des commentaires de la presse; sans doute, l'examen détaillé des avaries reçues pourra modifier et compléter cette manière de voir; constatons néanmoins que les nouvelles pièces mises en chantiers Japonaises et Anglaises s'inspirent de cette conclusion.

Arrivons maintenant à l'arme moderne par excellence, à celle qui devait

annihiler toutes les autres, et renverser à peu de frais, au profit des marines pauvres, l'hégémonie des marines opulentes. On a parlé de la faillite des torpilles et des torpilleurs. Il serait dangereux de s'en tenir à cette conclusion trop sommaire, et il me paraît opportun de suspendre notre jugement; car, je l'avoue, certains faits sont inexplicables. La torpille, ou plutôt l'explosif puissant, n'a pas fait faillite, puisqu'on doit mettre à son actif la destruction de deux cuirassés, et de plusieurs croiseurs ou bâtiments porte-torpilles; à ce point de vue, les événements d'Extrême-Orient ont, au contraire, posé un problème nouveau, et donné un *relief terrible à la torpille de blocus.* En cas de guerre Européenne, quel usage ferait-on de semblables engins, aussi dangereux pour soi-même que pour l'ennemi, et pour les neutres? Il y a là, dans l'hypothèse d'un conflit Européen, des perspectives sur lesquelles on ne saurait trop méditer. Que deviendra la navigation dans les mers resserrées et à courants, la Manche, la Mer du Nord, la Méditerranée, lorsque les adversaires auront semé des torpilles, et bloqué les alentours des ports et les passages rétrécis?

Mais si la torpille de blocus a donné des résultats inattendus, la torpille Whitehead paraît avoir déjoué les espérances que l'on fondait sur elle. *Il semble* qu'aucun navire de combat n'ait été atteint par elle d'une avarie majeure. Il y a là véritablement de quoi surprendre.

Sans doute, on peut, avec quelque raison, supposer que les torpilles Russes manquaient d'entretien, et étaient maniées par des équipages et des officiers inexpérimentés; mais tout ce que nous savons de la préparation des Japonais nous permet de croire que leur matériel de torpilles devait être en bon état; leurs officiers et leurs équipages possédaient, on peut également l'affirmer, les qualités de sang-froid et de sávoir indispensables pour réussir une attaque de torpilleurs. Et cependant, à la première attaque de Port-Arthur, en pleine paix, deux ou trois torpilles seules atteignirent le but, et sans grand effet; plus tard, à diverses reprises, des flottilles nombreuses de torpilleurs procédèrent à des attaques répétées, toujours sans résultat. Il y a là quelque chose d'inexplicable *a priori;* peut-être la vérité est-elle que la torpille Whitehead ne produit d'effet réellement destructeur que dans des circonstances pour ainsi dire théoriques, qui ne se retrouvent pas aisément; même si la torpille frappe le but et éclate, un retard infiniment court, une incidence trop grande, suffisent peut-être pour annihiler en partie les effets de l'explosion. Ce serait alors réellement la faillite de la torpille Whitehead; je crois qu'il est prudent de suspendre notre jugement jusqu'à plus ample informé.

Quant au torpilleur, un fait assez net paraît être établi, confirmant d'ailleurs ce que l'on pensait, c'est que, la nuit, l'attaque d'un cuirassé par des torpilleurs ne comporte pas un danger mettant cette opération dans le nombre de celles que l'on ne doit pas tenter. Dans les attaques nombreuses exécutées par les torpilleurs, peu de ces navires ont été coulés, du moins autant que

nous pouvons le savoir; nous ignorons d'ailleurs, et nous ignorerons probablement toujours, les pertes réelles des torpilleurs Japonais, qui ne manquent pas de moyen de les dissimuler; il semble certain, et ce fait n'est pas de nature à surprendre, que la petite artillerie à tir rapide est tout à fait incapable d'envoyer en général un torpilleur par le fond. Les quelques rencontres qui se sont produites entre torpilleurs et contre-torpilleurs ont établi le même fait : l'armement de ces navires est insuffisant. Il est donc nécessaire d'augmenter le calibre de la petite artillerie destinée à lutter contre les torpilleurs; c'était d'ailleurs une opinion déjà répandue dans les marines Européennes, avant les événements d'Extrême-Orient. Là encore le problème avait été mal posé; la recherche d'une trajectoire tendue a conduit à une artillerie sans effet utile sur l'adversaire tout spécial qu'est le torpilleur.

Enfin, et c'est ici que nous trouverons le plus grand et le plus précis enseignement que nous réserve la guerre actuelle, il convient de s'arrêter sur la question des points d'appui, sur la préparation insuffisante de Port-Arthur, et sur le problème que soulève, au point de vue de l'ingénieur, l'envoi en Extrême-Orient de la troisième escadre de la Baltique. Il suffit de rappeler les campagnes de notre ancienne marine à voiles, pendant la guerre d'Amérique, et pendant les guerres de l'Empire, et de constater quelles difficultés rencontre la flotte Russe à toute nouvelle opération en Extrême-Orient, pour conclure la révolution profonde que la vapeur a opéré dans la guerre maritime au détriment des campagnes lointaines. Il ne peut plus être question de quitter un port de France, et d'aller se livrer aux Antilles ou dans l'océan Indien à des opérations militaires sans avoir de point d'appui. Le bâtiment de guerre, je parle du bâtiment de combat, ne saurait plus entrer en action qu'à proximité immédiate de sa base d'opération; la navigation lointaine ne lui est permise qu'en temps de paix, quand il est sûr de trouver partout charbon, repos et engins de réparation. Livrer bataille à plus de 2 ou 3 jours de mer d'un port de refuge serait taxé de folie. L'escadre de combat ne devient plus que l'auxiliaire d'une défense ou d'une attaque territoriale; donner à ses cuirassés une distance à franchir considérable est donc faire en pure perte un lourd sacrifice.

Quant au point d'appui, pour nous rendre compte du programme qu'il doit remplir, rappelons-nous ce qui a manqué à Port-Arthur, et demandons-nous de quels moyens il eût fallu disposer pour pouvoir remettre en état en un court laps de temps, un mois par exemple, le *Cesarevitch,* après la bataille du 10 août. Il nous faut convenir que les moyens d'action d'un de nos arsenaux métropolitains auraient été à peine suffisants; Toulon ou Brest auraient dû faire le plus large appel au concours de l'industrie privée. Concluons donc que, si nous voulons faire la guerre en Extrême-Orient, guerre défensive si l'on veut, nos points d'appui doivent posséder une puissance industrielle de premier ordre.

Inutile d'ajouter que ce point d'appui doit être muni *pendant la paix* de tout le personnel, de tout le matériel qui lui seraient nécessaires en temps de guerre pour assurer le plein fonctionnement de l'usine. La logique conduirait, pour être assuré de l'efficacité en temps de guerre d'un point d'appui lointain, de l'occuper pendant la paix aux travaux réservés d'ordinaire aux arsenaux métropolitains. Aujourd'hui on fait revenir en Europe les bâtiments à réparer; c'est le contraire que la préoccupation de la guerre nous engage à faire. Je laisse à d'autres le soin d'apprécier ce que coûterait une semblable révolution dans la politique industrielle de la marine. Je ne saurais m'abstenir de signaler ici quelle étonnante contradiction il y a entre les dépenses faites pour la construction des navires, et celles pour leurs réparations. On oublie qu'une fois la guerre déclarée, la puissance des arsenaux peut multiplier la puissance des escadres en permettant au bâtiment avarié de reprendre la mer; faute de cette préparation, des navires de 30 et de 40 millions seront immobilisés durant toute la guerre, à la suite d'un engagement douteux ou même heureux, nécessitant une réparation dont le coût n'atteindrait que quelques centaines de mille francs; car le combat n'atteint pas la plupart des organes coûteux : machines, appareils auxiliaires, cuirasses.

Que dirait-on d'une armée moderne, qui ne se préoccuperait pas de remettre sur pied les blessés et les malades, pour les renvoyer sur le front?

Il faut donc conclure que la guerre maritime à grande distance n'est plus possible; une escadre de combat (je précise le mot, car je ne parle pas ici des croiseurs qui peuvent se livrer à des raids, mais d'une escadre effectuant une opération de guerre, par exemple protégeant ou empêchant un débarquement) ne saurait agir qu'à proximité immédiate d'un point d'appui possédant une puissance industrielle de premier ordre.

Ce n'est pas le lieu ici de déduire ce que ces conclusions imposent à la politique mondiale d'un grand pays.

Je termine ici ces réflexions déjà trop longues; sans doute les considérations exposées ci-dessus permettraient quelques conclusions plus précises, mais, ainsi que je l'ai dit, je n'ai voulu que faire ressortir les idées suggérées par l'ensemble des événements; il serait nécessaire maintenant d'entrer dans le détail, mais il est trop tôt pour le faire; la sagesse nous conseille d'attendre, pour présenter en toute connaissance de cause des conclusions plus précises.

CONTRIBUTION A L'ÉTUDE

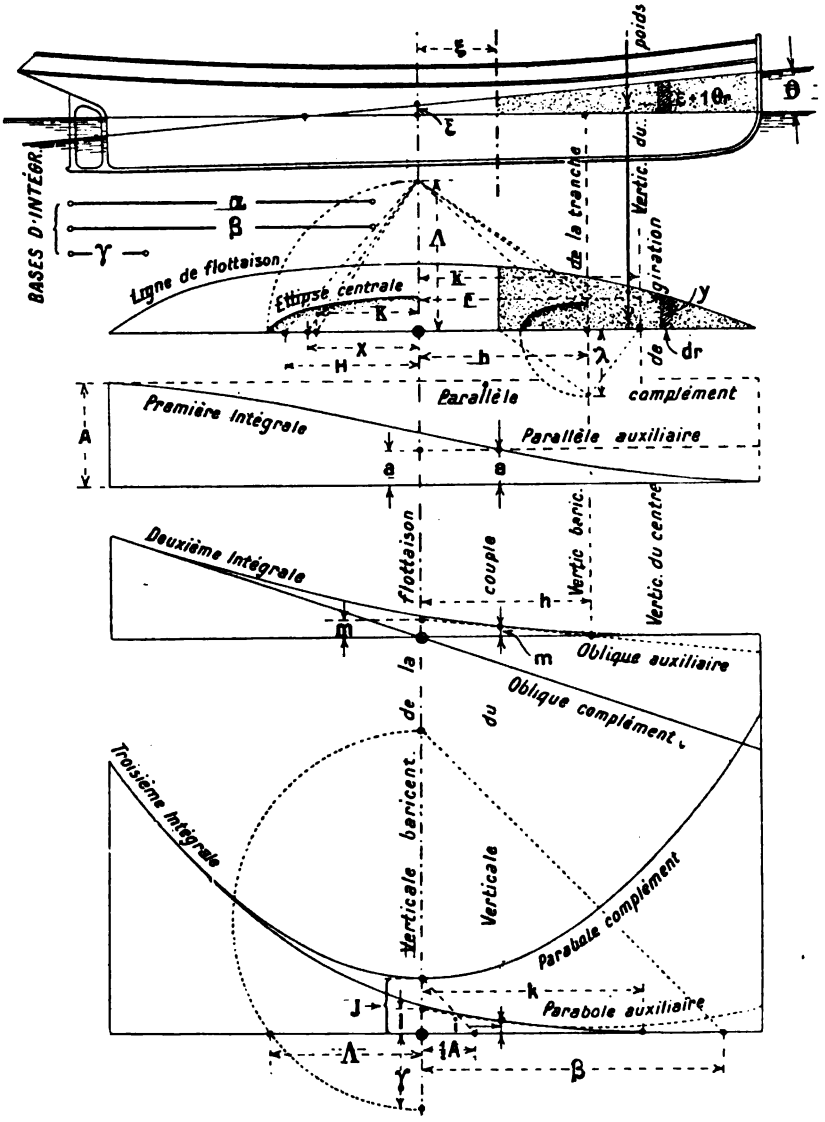
DES EFFORTS TRANCHANTS ET DES MOMENTS FLÉCHISSANTS DANS LES COQUES DES NAVIRES,

PAR M. SCRIBANTI,
Professeur à l'École Royale Navale Supérieure de Gênes.

§ 1. Tout ouvrage ayant pour sujet la théorie du navire fait une large place au problème de l'embarquement des poids, et fournit des méthodes pour calculer de quelle manière et dans quelle mesure la position d'équilibre d'un flotteur pourrait être modifiée par l'addition d'un poids donné. Sans doute les changements dans la position d'équilibre, ou plus particulièrement ceux qui surviennent dans le degré de stabilité et dans l'assiette longitudinale préexistante, constituent les effets les plus remarquables, et, au point de vue professionnel, les plus intéressants de la mise à bord d'une charge additionnelle; cependant ce ne sont pas les seuls effets. En fait une opération d'embarquement, quelle qu'elle soit, pendant qu'elle fait naître un changement dans la répartition des poussées aux diverses régions de la coque, doit aussi entraîner des altérations dans les valeurs des efforts tranchants et des moments fléchissants, auxquels sont soumises les sections résistantes de la coque, considérée comme une poutre en équilibre. Ce sont justement ces modifications dans les actions extérieures de cisaillement et de flexion que nous nous proposons d'étudier dans ce mémoire, en vue d'établir pour leur calcul des règles, qui ne jouissent pas de moins de crédit que les règles de la méthode métacentrique dans les calculs habituels de la statique du navire. Il va sans dire que, sans recourir à cet effet à des procédés spéciaux, la nouvelle répartition des efforts tranchants et des moments fléchissants pourrait être obtenue dans chaque cas particulier par le procédé bien connu et ordinaire des deux intégrations successives du diagramme des forces unitaires résiduelles (ou différences locales entre poussées et poids), après avoir tracé la nouvelle flottaison d'équilibre due à l'embarquement du poids en question. Cependant

nous aimons mieux recourir à une autre méthode, qui a l'avantage de ne pas nécessiter le tracé de la nouvelle flottaison, et qui d'ailleurs nous paraît plus convenable au point de vue de l'étude générale du phénomène envisagé. Dans cette étude nous nous reporterons toujours, sauf avertissement contraire, aux épures générales de principe de la figure 1.

Fig. 1.



§ 2. Un poids p, dont la grandeur est supposée ne pas dépasser les limites, d'ailleurs assez étendues, entre lesquelles on peut raisonnablement, dans les questions d'assiette, employer la méthode métacentrique, est mis à bord d'un

navire donné, et y est placé dans le plan diamétral, à une certaine distance horizontale x de la verticale du centre actuel de flottaison. On sait que, si A désigne l'aire de la flottaison, et I son moment d'inertie principal maximum, l'addition du poids entraîne sur le navire, considéré comme un système matériel rigide, une surimmersion parallèle ε, et en même temps une variation angulaire d'assiette θ, dont les valeurs sont exprimées respectivement par

$$\varepsilon = \frac{p}{\omega A}, \qquad \theta = \frac{px}{\omega I},$$

où ω désigne le poids de l'unité de volume du liquide environnant.

L'on demande à quelles variations

$$\Delta T_\xi, \quad \Delta M_\xi$$

vont être assujetties, par suite de cette même opération d'embarquement, les quantités

$$T_\xi, \quad M_\xi,$$

c'est-à-dire l'effort tranchant T_ξ, et le moment fléchissant M_ξ, qui sur la coque, considérée maintenant comme une poutre résistante, agissaient avant l'addition du poids, dans la section transversale placée à la distance ξ du centre de flottaison, autrement dit, qui agissaient sur le couple ξ. Isolons dans la figure de flottaison la tranche qui s'étend depuis l'extrémité avant jusqu'au couple considéré, savoir la tranche pointillée dans notre figure de principe; dans ladite tranche appelons :

$\mathfrak{A}^\xi$ l'aire;

$\left.\begin{array}{l}\mathfrak{M}^\xi \text{ le moment statique} \\ \mathfrak{I}^\xi \text{ le moment d'inertie}\end{array}\right\}$ par rapport à l'axe baricentrique de la flottaison.

Ceci posé, sur la flottaison, et à la distance r de son baricentre, considérons l'élément d'aire $y\,dr$ contigu à l'ordonnée y, et remarquons que dans l'onglet immergé, dû à l'addition du poids, il engendre un élément de volume, dont la hauteur est $\varepsilon + \theta r$. En vertu de la définition même de l'effort tranchant et du moment fléchissant, qui fait entrer en jeu toutes les forces situées d'un côté, par exemple à droite, du couple envisagé, nous écrivons immédiatement

$$\Delta T_\xi = \int \omega y\,dr(\varepsilon + \theta r) - \left\{\begin{array}{l} p, \\ 0 \end{array}\right.$$

$$\Delta M_\xi = \int \omega y\,dr(\varepsilon + \theta r)(r - \xi) - \left\{\begin{array}{l} p(x - \xi), \\ 0 \end{array}\right.$$

en faisant remarquer que :

a. Les intégrations sont supposées étendues de manière à embrasser toute la tranche de flottaison située à droite du couple ξ, c'est-à-dire la tranche pointillée;

b. La notation adoptée pour les derniers termes des deux expressions

fondamentales a pour but de mettre en lumière le fait que les termes dépendant de p doivent être conservés, ainsi qu'il est évident, seulement pour les couples pour lesquels on a $\xi < x$, tandis qu'ils doivent être supprimés pour les autres;

c. En écrivant les formules ci-dessus, nous avons entendu compter positivement les poussées, et négativement les poids, prendre positives les abscisses à droite du centre de flottaison et, par conséquent, évaluer comme positifs les efforts tranchants et les moments fléchissants dus aux poussées distribuées du côté droit de chaque couple; ce qui revient à supposer que, usuellement, on évalue comme positifs les efforts tranchants dus aux excès de poussée distribués à droite d'un couple, et comme positifs les moments de contre-arc.

Les expressions précédentes se transforment facilement en les suivantes :

$$\Delta T_\xi = \omega\varepsilon \int y\,dr + \omega\theta \int ry\,dr - \left\{ \begin{matrix} p \\ 0 \end{matrix} \right.,$$

$$\Delta M_\xi = \omega\varepsilon \int ry\,dr + \omega\theta \int r^2 y\,dr - \omega\varepsilon\xi \int y\,dr - \omega\xi\theta \int ry\,dr - \left\{ \begin{matrix} p(x-\xi) \\ 0 \end{matrix} \right..$$

Mais, précisément, sous la restriction posée tout à l'heure au sujet des limites d'intégration, nous avions déjà adopté les notations

$$\mathfrak{A}^\xi = \int y\,dr, \qquad \mathfrak{M}^\xi = \int ry\,dr, \qquad \mathfrak{I}^\xi = \int r^2 y\,dr;$$

les formules qui donnent la variation de l'effort tranchant et du moment fléchissant peuvent donc être présentées sous la forme symbolique

$$\Delta T_\xi = \omega\varepsilon\,\mathfrak{A}^\xi + \omega\theta\,\mathfrak{M}^\xi - \left\{ \begin{matrix} p \\ 0 \end{matrix} \right.,$$

$$\Delta M_\xi = \omega\varepsilon\,\mathfrak{M}^\xi + \omega\theta\,\mathfrak{I}^\xi - \xi\,\Delta T_\xi - \left\{ \begin{matrix} px \\ 0 \end{matrix} \right..$$

Enfin, si dans ces dernières formules on remplace ε et θ par les valeurs rappelées plus haut, elles deviendront

$$\Delta T_\xi = p\left(\frac{\mathfrak{A}^\xi}{A} + \frac{\mathfrak{M}^\xi}{I}\,x - \left\{ \begin{matrix} 1 \\ 0 \end{matrix} \right. \right),$$

$$\Delta M_\xi = p\left(\frac{\mathfrak{M}^\xi}{A} + \frac{\mathfrak{I}^\xi}{I}\,x - \left\{ \begin{matrix} x \\ 0 \end{matrix} \right. \right) - \xi\,\Delta T_\xi.$$

Désignons maintenant par h la distance du baricentre de la tranche $\mathfrak{A}^\xi$ au centre de flottaison, par Λ le rayon longitudinal d'inertie de la flottaison complète, par λ le rayon longitudinal d'inertie de la tranche seule par rapport à son propre axe baricentrique; considérons le centre de giration de la tranche par rapport à la transversale ξ, en désignant par k sa distance à la verticale baricentrique de toute la flottaison. Entre ces quantités et celles préalable-

ment employées dans nos formules, subsistent des relations géométriques bien connues, parmi lesquelles il convient de rappeler les suivantes :

$$\mathfrak{M}^{\xi} = \mathfrak{A}^{\xi} h, \qquad \mathrm{I} = \mathrm{A}\Lambda^2, \qquad \mathfrak{J}^{\xi} = \mathfrak{A}^{\xi}(\lambda^2 + h^2), \qquad k = h + \frac{\lambda^2}{h - \xi}.$$

Supposons ensuite que, par rapport à l'ellipse centrale de la flottaison complète, on ait construit l'antipôle de la verticale du poids ajouté, et qu'on ait nommé X l'abscisse dudit antipôle; qu'on ait de même construit l'antipôle de la verticale baricentrique de la tranche, en appelant H son abscisse; qu'on ait enfin construit l'antipôle de la verticale menée par le centre de giration de la tranche, et qu'on ait désigné par K l'abscisse de ce troisième point. Les abscisses des trois antipôles seront reliées aux cotes de leurs verticales respectives polaires par les relations

$$x\mathrm{X} = -\Lambda^2, \qquad h\mathrm{H} = -\Lambda^2, \qquad k\mathrm{K} = -\Lambda^2.$$

Si l'on a le soin d'introduire tout cela dans les formules obtenues plus haut pour les variations de l'effort tranchant et du moment fléchissant, les formules prendront alors une des formes suivantes, savoir :

a. Pour ce qui concerne la variation de l'effort tranchant

$$\begin{aligned}
\Delta \mathrm{T}_{\xi} &= p\left[\frac{\mathfrak{A}^{\xi}}{\mathrm{A}}\left(1 + \frac{h}{\Lambda^2}x\right) - \begin{cases}1\\0\end{cases}\right] \\
&= p\left[\frac{\mathfrak{A}^{\xi}}{\mathrm{A}}\left(1 - \frac{h}{\mathrm{X}}\right) - \begin{cases}1\\0\end{cases}\right] \\
&= p\left[\frac{\mathfrak{A}^{\xi}}{\mathrm{A}}\left(1 - \frac{x}{\mathrm{H}}\right) - \begin{cases}1\\0\end{cases}\right].
\end{aligned}$$

b. Pour ce qui a trait à la variation du moment fléchissant

$$\begin{aligned}
\Delta \mathrm{M}_{\xi} &= p\left[\frac{\mathfrak{A}^{\xi}}{\mathrm{A}}\left\{h - \xi\left(1 + \frac{h}{\Lambda^2}x\right) + \frac{\mathfrak{J}^{\xi}}{\mathrm{I}}x - \begin{cases}(x-\xi)\\0\end{cases}\right.\right] \\
&= p\left[\frac{\mathfrak{A}^{\xi}}{\mathrm{A}}\left\{h - \xi\left(1 - \frac{h}{\mathrm{X}}\right) + \frac{\mathfrak{J}^{\xi}}{\mathrm{I}}x - \begin{cases}(x-\xi)\\0\end{cases}\right.\right] \\
&= p\left[\frac{\mathfrak{A}^{\xi}}{\mathrm{A}}\left\{h - \xi\left(1 - \frac{x}{\mathrm{H}}\right) + \frac{\mathfrak{J}^{\xi}}{\mathrm{I}}x - \begin{cases}(x-\xi)\\0\end{cases}\right.\right],
\end{aligned}$$

si l'on veut laisser en évidence le moment d'inertie de la tranche par rapport à l'axe.

Ou bien

$$\begin{aligned}
\Delta \mathrm{M}_{\xi} &= p\left[\frac{\mathfrak{A}^{\xi}}{\mathrm{A}}(h - \xi)\left(1 + \frac{k}{\Lambda^2}x\right) - \begin{cases}(x-\xi)\\0\end{cases}\right] \\
&= p\left[\frac{\mathfrak{A}^{\xi}}{\mathrm{A}}(h - \xi)\left(1 - \frac{k}{\mathrm{X}}\right) - \begin{cases}(x-\xi)\\0\end{cases}\right] \\
&= p\left[\frac{\mathfrak{A}^{\xi}}{\mathrm{A}}(h - \xi)\left(1 - \frac{k}{\mathrm{K}}\right) - \begin{cases}(x-\xi)\\0\end{cases}\right]
\end{aligned}$$

dans le cas où l'on préférerait faire ressortir le rayon de giration de la tranche par rapport au même axe.

Ce sont là des formes sous lesquelles il pouvait y avoir de l'intérêt à posséder les expressions de variations envisagées dans notre étude. En ce qui concerne l'abscisse X, qui y apparaît, nous avons montré, dans un autre mémoire paru dans le quatorzième volume de ce *Bulletin* (1), qu'elle définit un point de la quille, au-dessus duquel le tirant d'eau reste absolument indifférent à l'addition d'un poids, faite sur le point d'abscisse x : nous allons voir dans la suite du présent mémoire que les segments H et K peuvent, eux aussi, recevoir une interprétation physique analogue.

§ 3. Avant de passer à la discussion des formules ci-dessus obtenues, il convient de rechercher de quelle manière les diverses quantités qu'elles renferment peuvent être déduites du tracé de la ligne de flottaison. A ce sujet, il nous faudra rappeler et coordonner quelques propriétés des figures planes : ce sont des propriétés à la fois simples et générales, mais qu'il pourra, cependant, être avantageux d'exposer brièvement, leur usage n'étant pas bien fréquent dans la pratique quotidienne pour des ingénieurs de notre spécialité (2).

Ayant tracé la demi-flottaison, par exemple à l'échelle de $\frac{1}{n}$, supposons que l'on en déduise, à l'aide des procédés habituels, graphiques ou mécaniques, *la première, la deuxième et la troisième intégrale,* avec les bases respectives d'intégration α, β, γ, en rapportant chacune de ces lignes intégrales à un axe particulier indépendant, et en commençant toutes les intégrations sur une extrémité commune de la carène, par exemple sur la perpendiculaire avant.

Supposons encore que l'on complète, ainsi que nous l'avons fait dans notre figure 1, la première intégrale par la parallèle marquée dans nos épures sous le nom de *parallèle complémentaire;* supposons enfin que l'on intègre cette dernière ligne successivement deux fois avec les bases β et γ, en formant ainsi les lignes indiquées, dans les épures, par les titres *oblique complémentaire* et *parabole complémentaire* (3).

---

(1) A. Scribanti, *Quelques remarques au sujet des points d'indifférence sur l'assiette dans les navires* (*Bull. Ass. Tech. Marit.*, n° 14, 1903).

(2) Pour plus de détails *voir* les traités de Statique graphique, Cf. aussi A. Mengoli, *Saggio di applicazioni del metodo grafico ad alcune questioni di teoria della nave,* Gènes, 1902.

(3) Dans ce mémoire, l'avantage, pour ainsi dire didactique, du groupement dans une seule figure du plus grand nombre d'éléments, et en même temps l'exigence typographique des dimensions de la feuille nous ont amené à une figure de principe beaucoup trop surchargée. Toutefois, dans les applications pratiques, il ne serait pas nécessaire de donner aux diverses lignes intégrales la disposition adoptée par nous dans notre figure, où elles se suivent verticalement l'une sous l'autre; au contraire, on pourrait les superposer sur un axe commun, ou

On sait que le segment $\mathfrak{A}$, découpé par la première intégrale sur la perpendiculaire arrière, représente, à une certaine échelle, l'aire de toute la flottaison; que le point où l'axe horizontal est croisé par l'oblique complémentaire de la seconde intégrale marque la position en longueur du centre de la flottaison; que le segment $\mathfrak{I}$, intercepté sur la verticale baricentrique de la flottaison, entre l'axe horizontal et la parabole complémentaire de la troisième intégrale, représente à une certaine autre échelle le moment d'inertie longitudinal principal de la ligne de flottaison.

A un point de vue plus général, on sait de même que, si l'on coupe la figure proposée par une section transversale quelconque (par exemple par la section placée à la distance ξ de la verticale baricentrique de la figure entière), les tranches qui en résultent, placées de côté et d'autre de la transversale, ont alors par rapport à celle-ci (considérée comme axe des moments) une aire, un moment statique et un moment d'inertie, dont les valeurs peuvent se déduire aisément des lignes construites comme nous l'avons dit ci-dessus. De fait, si nous considérons les segments a, m, i interceptés sur la transversale ξ entre chaque ligne intégrale et sa ligne respective de base, l'aire $\mathfrak{A}_\xi$ de la tranche située à droite de l'axe ξ, son moment statique $\mathfrak{M}_\xi$ et son moment d'inertie $\mathfrak{I}_\xi$, rapportés tous les deux au même axe ξ, auront les valeurs numériques

$$\mathfrak{A}_\xi = \alpha a n^2, \qquad \mathfrak{M}_\xi = \alpha\beta m n^3, \qquad \mathfrak{I}_\xi = 2\alpha\beta\gamma i n^4,$$

et, de plus, la verticale baricentrique de la tranche sera définie par le point où la ligne de base de la seconde intégrale croise la tangente à cette dernière, menée en correspondance de la transversale ξ. Pour obtenir les valeurs des éléments géométriques analogues, qui s'appliqueraient à la tranche située à gauche de la transversale, il faudrait considérer, non pas les segments a, m, i, mais leurs complémentaires, c'est-à-dire les segments que l'axe ξ coupe entre chaque ligne intégrale et sa ligne respective complémentaire.

Il peut se faire, et cela arrive, en effet, dans la question qui nous occupe, que de la tranche située d'un côté de la transversale ξ on doive connaître l'aire et les moments, statique et d'inertie, rapportés à un axe différent de ξ, par exemple dans notre cas rapportés à la verticale baricentrique de la flottaison entière; remarquons ici que ces éléments nous les avons déjà employés en les désignant par les symboles $\mathfrak{A}^\xi$, $\mathfrak{M}^\xi$, $\mathfrak{I}^\xi$. Imaginons maintenant de compléter la première, la deuxième et la troisième intégrale par des lignes que, pour abréger, nous appellerons *parallèle auxiliaire, oblique auxiliaire* et *parabole auxiliaire;* leur génération découle bien évidemment de la simple

---

les juxtaposer de côté, ce qui augmenterait la clarté des épures. En ce qui concerne les applications éventuelles aux navires ayant une grandeur ordinaire (depuis 70^m jusqu'à 150^m de long), nous engagerions le lecteur à travailler sur une ligne de flottaison tracée à l'échelle $\frac{1}{200}$, en prenant pour bases d'intégration les segments $\alpha = 100^{mm}$, $\beta = 50^{mm}$, $\gamma = 25^{mm}$.

inspection de notre figure générale; d'ailleurs il suffira de remarquer que ces lignes auxiliaires ne sont autres que ce que deviendraient les lignes complémentaires, lorsque les intégrations, au lieu d'être étendues à la flottaison tout entière, seraient limitées à la tranche du côté droit de la transversale ξ; c'est pour cela que l'oblique auxiliaire coïncide avec la tangente, qui définit, sur l'épure, l'abscisse baricentrique h de la tranche. Pouvant donc relever sur les épures les segments α, $\mathfrak{m}$, $\mathfrak{i}$, coupés par les diverses lignes auxiliaires sur le nouvel axe des moments (c'est-à-dire, pour nous, sur la verticale baricentrique de la flottaison), et connaissant les propriétés

$$\mathfrak{A}^{\xi} = \alpha\alpha n^2, \qquad \mathfrak{M}^{\xi} = \alpha\beta\mathfrak{m} n^3, \qquad \mathfrak{I}^{\xi} = 2\alpha\beta\gamma\mathfrak{i} n^4;$$

sachant enfin que, pour la flottaison complète, l'aire et le moment d'inertie valent

$$A = \alpha\mathfrak{A} n^2, \qquad I = 2\alpha\beta\gamma\mathfrak{I} n^4,$$

nous sommes autorisés à écrire aussi

$$\frac{\mathfrak{A}^{\xi}}{A} = \frac{\alpha}{\mathfrak{A}}, \qquad \frac{\mathfrak{I}^{\xi}}{I} = \frac{\mathfrak{i}}{\mathfrak{I}},$$

et, le cas échéant, à substituer ces rapports dans les formules générales auxquelles nous étions arrivés dans notre étude.

Il nous paraît inutile de rappeler en détail le procédé par lequel, à l'aide des éléments déjà obtenus, on peut construire le rayon longitudinal d'inertie Λ de la flottaison, et le rayon longitudinal d'inertie λ de la tranche pointillée. Pour plus de clarté, notre figure générale de principe contient d'ailleurs, ébauchées, les ellipses centrales de la flottaison et de la tranche; elle rappelle la construction géométrique du centre de giration de la tranche par rapport à l'axe ξ. En même temps on y peut suivre la construction des antipôles (rapportés tous à l'ellipse centrale de la flottaison) :

a. de la verticale du poids ajouté (x);

b. de la verticale baricentrique de la tranche (h);

c. de la verticale du centre de giration de la tranche (k).

Autrement dit, la figure 1 contient la construction des segments auxiliaires

$$X = -\frac{\Lambda^2}{x}, \qquad H = -\frac{\Lambda^2}{h}, \qquad K = -\frac{\Lambda^2}{k},$$

construction qui, évidemment, se fait sur le papier, en n'ayant recours qu'à quelques opérations très simples fondées sur les propriétés des moyennes proportionnelles.

Il est de même inutile de faire remarquer que, si la ligne de flottaison avait été tracée à l'échelle de $\frac{1}{n}$, la valeur numérique de la longueur des divers segments, mesurés sur le papier, devrait être multipliée par n, n^2, n^3, n^4, selon qu'ils représentent des longueurs, des aires, des moments statiques,

des moments d'inertie, et tout cela avant de les appliquer au navire en vraie grandeur.

§ 4. Ces rappels faits, revenons maintenant à l'examen des formules, qui nous donnent la variation de l'effort tranchant et du moment fléchissant due à l'adjonction d'un poids. En vertu des indications ci-dessus, nous les récrivons, en les modifiant, sous la forme suivante, qui demeurera définitive dans notre étude.

a. Pour la variation de l'effort tranchant

$$\begin{aligned}\Delta T_\xi &= p\left[\frac{\alpha}{\mathfrak{A}}\left(1+\frac{h}{A^2}x\right)-\begin{cases}1\\0\end{cases}\right]\\ &= p\left[\frac{\alpha}{\mathfrak{A}}\left(1-\frac{h}{X}\right)\quad-\begin{cases}1\\0\end{cases}\right]\\ &= p\left[\frac{\alpha}{\mathfrak{A}}\left(1-\frac{x}{H}\right)\quad-\begin{cases}1\\0\end{cases}\right].\end{aligned}$$

b. Pour la variation du moment fléchissant

$$\begin{aligned}\Delta M_\xi &= p\left[\frac{\alpha}{\mathfrak{A}}\left\{h-\xi\left(1+\frac{h}{A^2}x\right)\right\}+\frac{i}{\mathfrak{J}}x-\begin{cases}(x-\xi)\\0\end{cases}\right]\\ &= p\left[\frac{\alpha}{\mathfrak{A}}\left\{h-\xi\left(1-\frac{h}{X}\quad\right)\right\}+\frac{i}{\mathfrak{J}}x-\begin{cases}(x-\xi)\\0\end{cases}\right]\\ &= p\left[\frac{\alpha}{\mathfrak{A}}\left\{h-\xi\left(1-\frac{x}{H}\quad\right)\right\}+\frac{i}{\mathfrak{J}}x-\begin{cases}(x-\xi)\\0\end{cases}\right],\end{aligned}$$

ou bien

$$\begin{aligned}\Delta M_\xi &= p\left[\frac{\alpha}{\mathfrak{A}}(h-\xi)\left(1+\frac{k}{A^2}x\right)-\begin{cases}(x-\xi)\\0\end{cases}\right]\\ &= p\left[\frac{\alpha}{\mathfrak{A}}(h-\xi)\left(1-\frac{k}{X}\quad\right)-\begin{cases}(x-\xi)\\0\end{cases}\right]\\ &= p\left[\frac{\alpha}{\mathfrak{A}}(h-\xi)\left(1-\frac{x}{K}\quad\right)-\begin{cases}(x-\xi)\\0\end{cases}\right].\end{aligned}$$

A cet égard, il faut remarquer que (une fois qu'on s'est donné la ligne de flottaison et qu'on a choisi les abscisses, x de la verticale du poids additionnel, et ξ du couple résistant envisagé) toutes les autres quantités A, α, $\mathfrak{A}$, i, $\mathfrak{J}$, x, X, h, H, k, K, contenues dans les formules (¹), peuvent être déduites,

(¹) Non seulement les segments particuliers mentionnés tout à l'heure, mais même les quantités ΔT_ξ, ΔM_ξ pourraient être obtenues directement par voie graphique. Voilà, pour les amateurs de constructions graphiques, le procédé à suivre afin de construire ΔT_ξ. Ayant tracé, comme dans la figure ci-après, deux axes orthogonaux, se croisant en O, et ayant établi une échelle des longueurs et une échelle des forces, on pourra, ainsi que cela a été fait dans la figure, prendre

$$\overline{0,0}=x,\qquad \overline{0,1}=\overline{0,2}=\overline{2,3}=p,\qquad \overline{0,4}=A,\qquad \overline{0,5}=h;$$

joindre $\overline{0,4}$; faire $\overline{4,6}\perp\overline{0,4}$ d'où $\overline{0,6}=X$; reporter $\overline{0,7}=X$; mener $\overline{7,5}$; conduire $\overline{1,8}\parallel\overline{7,5}$;

par des opérations graphiques très simples, de la seule et simple connaissance de la ligne de flottaison.

Ainsi qu'il arrive dans bien d'autres questions, dont la science des constructions civiles nous fournit des exemples, les expressions auxquelles nous a amené notre recherche se prêtent à ce qu'on les interprète sous deux points de vue différents, savoir :

a. Si, une valeur constante étant assignée à x, tandis qu'on fait varier successivement ξ (et avec elle les α, h, i), nous formons les valeurs

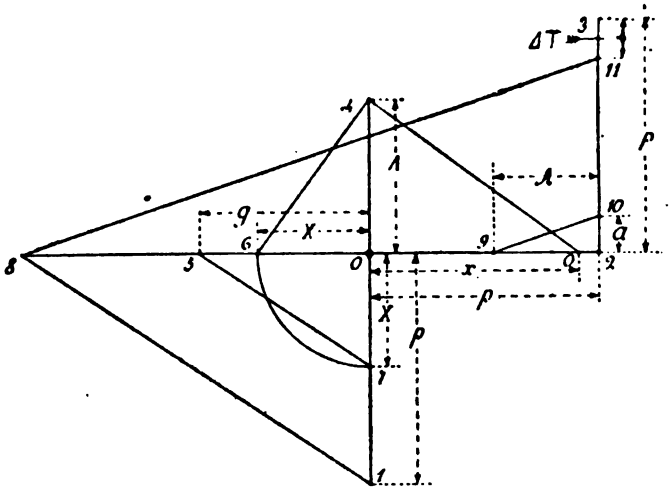
$$\Delta T_{(x=\text{const.})}, \qquad \Delta M_{(x=\text{const.})},$$

et si nous avons soin de les porter en ordonnées sur les ξ prises comme abscisses, nous obtiendrons par ce procédé deux lignes, dont les ordonnées, lues sur la verticale d'un couple, mesurent la variation en $\left\{\begin{array}{l}\text{effort tranchant}\\ \text{moment fléch.}\end{array}\right\}$ entraînée sur ce couple par un poids introduit à bord au point x. Par rapport à l'analogie bien évidente avec la nomenclature ordinaire de la résistance des matériaux, nous nommerons ces lignes *les diagrammes de la variation en* $\left\{\begin{array}{l}\textit{eff. tranch.}\\ \textit{mom. fléch.}\end{array}\right\}$ *due à une charge p, concentrée,* fixe *dans un certain point x de la coque.*

---

prendre $\overline{2,9} = \lambda$, $\overline{2,10} = \alpha$; mener $\overline{9,10}$; mener enfin $\overline{8,11} \parallel \overline{9,10}$. En partant des expressions générales de la variation de l'effort tranchant, et en se rapportant tout simplement à la cons-

Fig. *a*.



truction des moyennes et des quatrièmes proportionnelles, on n'aura pas de peine à se convaincre que le segment $\overline{3,11}$ mesure, dans l'échelle des forces, la variation ΔT_ξ de l'effort tranchant, le poids ayant été ajouté du côté droit du couple ξ.

b. Si, une valeur constante étant assignée à ξ (et par conséquent les valeurs de α, h, i étant aussi conservées constantes) tandis qu'on fait varier successivement x, nous formons les valeurs correspondantes

$$\Delta T_{(\xi=\text{const.})}, \qquad \Delta M_{(\xi=\text{const.})},$$

et si nous avons soin de les porter en ordonnées sur les x prises comme abscisses, nous obtiendrons par ce procédé deux lignes, dont les ordonnées, lues sur la verticale du poids ajouté, mesurent la variation en $\left\{\begin{matrix}\text{eff. tranch.}\\ \text{mom. fléch.}\end{matrix}\right\}$ entraînée sur le couple ξ par le poids ajouté, et cela à l'instant où il occupe une position variable x. Toujours par analogie avec la nomenclature de la théorie des ponts cette fois, nous désignerons ces lignes sous les titres de *lignes d'influence pour la variation en* $\left\{\begin{matrix}\textit{eff. tranch.}\\ \textit{mom. fléch.}\end{matrix}\right\}$ *produite sur le couple* ξ *par une charge p, concentrée,* mobile *tout le long de la coque.*

Dans les paragraphes suivants, il s'agira d'étudier les caractères généraux des lois de variations des ΔT et ΔM, c'est-à-dire les caractères généraux des diagrammes et des lignes d'influence que nous venons de définir. Il nous semble que, pour acquérir une connaissance plus intime des conditions mécaniques de la charpente des navires, il ne serait pas hors de propos de rechercher de quelle façon la résistance longitudinale des coques est mise en jeu par l'addition, parfois assez rapide, de poids se superposant à ceux qui existent déjà à bord. Ordinairement les poids concentrés qui sont introduits à bord, ou qui parcourent une coque, sont des poids relativement faibles, incapables d'affecter d'une manière sensible la fatigue de la charpente; néanmoins, il y a des exemples où les poids ajoutés sont loin d'être négligeables au point de vue de ce mémoire. Ainsi un exemple remarquable de l'embarquement d'un poids fixe, pratiquement concentré, nous serait offert dans les navires de guerre par l'embarquement des grandes tourelles blindées ou des grandes pièces d'artillerie, tel qu'on l'exécute dans les arsenaux au moyen des grues fixes ou flottantes; dans les bâtiments de la marine marchande nous trouvons un exemple analogue dans le remplissage des grandes citernes de lestage ou deep-tanks. De même, considérons un ferry-boat où l'on introduit une lourde locomotive par une des extrémités de la coque, en la poussant sur les rails du pont jusqu'à sa position d'arrimage : c'est peut-être l'exemple le plus remarquable de l'application au navire d'une charge mobile. En outre, dans la pratique de l'industrie navale et de la navigation, certaines opérations se présentent souvent, telles que le lancement, le halage, le passage au bassin, l'échouage, etc., qui au point de vue mécanique se réduisent au cas de l'embarquement d'un poids, et dont les effets se manifestent par des forces extérieures, verticales, très considérables, appliquées à la coque.

Cependant un premier caractère des lois de variation des efforts tranchants

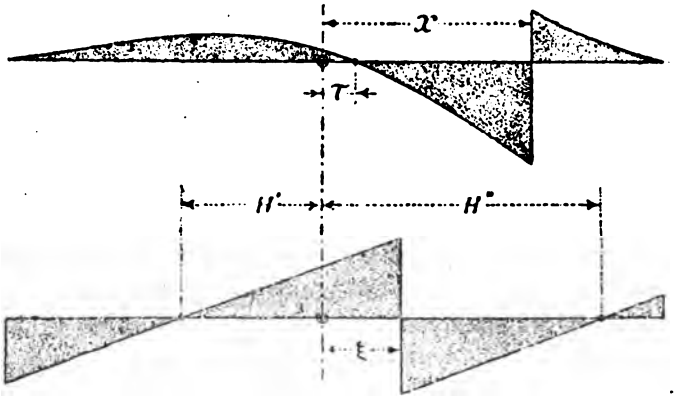
et des moments fléchissants, caractère partagé d'ailleurs par tous les effets métacentriques envisagés dans la statique du navire, consiste en ce que l'intensité des variations ΔT, ΔM varie linéairement avec l'intensité du poids ajouté p. Pourtant nous pourrons dorénavant considérer, non pas les variations en elles-mêmes, mais bien les quantités

$$\frac{\Delta T}{p}, \quad \frac{\Delta M}{p};$$

ce sont justement celles-ci que nous représenterons sur les épures qui nous restent à tracer. La quantité à gauche nous indique le rapport (toujours moindre que l'unité) de la grandeur de l'effort tranchant provoqué à la grandeur du poids qui le provoque; la quantité à droite pourrait être interprétée comme un bras de levier factice, au bout duquel s'exercerait le poids additif p, par rapport au couple ξ.

§ 5. Dans la figure 2, la partie supérieure contient le diagramme de la variation de l'effort tranchant, due à la position x d'un poids concentré; le diagramme, ainsi que chacun des diagrammes analogues qui vont suivre, se

Fig. 2.



rapporte à la coque du navire envisagé dans la figure 1, et, cela va sans dire, a été obtenu à l'aide des formules générales ci-dessus. En tout cas particulier, l'allure du diagramme dépendrait essentiellement de la forme de la flottaison, ainsi que de la position du poids additif; nous ne saurions tirer de son inspection d'autres conclusions générales que celles que voici :

1° Parmi tous les couples de la coque, celui qui est le plus fatigué par les actions de cisaillement dues à l'addition d'un poids, est justement le couple où se fait l'addition du poids, ou, pour mieux dire, la section résistante immédiatement à droite de la verticale du poids supporterait une action de cisaillement maximum positive, tandis que celle immédiatement à gauche

en supporterait une maximum négative, la somme des valeurs absolues des deux actions égalant l'intensité du poids ajouté.

2° Il existe dans la coque un seul couple qui n'est soumis à aucune variation dans l'action de cisaillement par le fait de l'embarquement d'un poids en une position donnée.

La même figure 2, dans sa partie inférieure, donne la ligne d'influence pour la variation de l'effort tranchant sur le couple ξ, causée par un poids concentré parcourant la longueur de la coque. Par l'inspection de nos formules fondamentales, on voit sans difficulté que, pour toute variation de x, l'effort tranchant doit varier linéairement; et, en effet, en construisant la ligne d'influence en question pour le cas particulier de la figure, on l'a trouvée constituée par une ligne brisée en deux traits rectilignes, ce qui indique déjà un caractère bien intéressant et bien général de la ligne d'influence pour l'effort tranchant; toutefois d'autres propriétés ressortent de son inspection, savoir :

1° Pour chaque couple, l'effort tranchant, dû à un poids mobile le long du navire, passe trois fois par des valeurs maxima, savoir :

a. Lorsque le poids entre dans la coque par une de ses extrémités;

b. Lorsqu'il franchit le couple considéré;

c. Lorsqu'il est sur le point de quitter la coque par l'autre extrémité.

Nous laissons au lecteur le soin de comparer ces propriétés caractéristiques de la poutre-coque avec celles bien connues des poutres de ponts parcourues par une charge mobile.

2° Pour chaque couple, il y a deux positions du poids mobile, pour lesquelles il ne se produit aucune variation dans l'action de cisaillement sur ce même couple. Ces deux positions, marquées par deux points que nous pourrions brièvement appeler *les foyers* de la ligne d'influence pour l'effort tranchant, sont caractérisées par une propriété géométrique remarquable. Afin de la faire ressortir, désignons maintenant par α', h' l'aire et l'abscisse baricentrique de la tranche de flottaison située à droite du couple envisagé (aire et abscisse que nous avions désignées jusqu'ici par les mêmes lettres dépourvues d'accents), et nommons de même α'', h'' l'aire et l'abscisse baricentrique de la tranche complémentaire à gauche, en remarquant que l'on a évidemment

$$\alpha' h' = -\alpha'' h''.$$

Les foyers de la ligne d'influence étant astreints à satisfaire à la condition

$$\Delta T_{(\xi = \text{const.})} = 0,$$

nous les obtiendrons par l'une et par l'autre des relations

$$\frac{\alpha'}{\mathfrak{A}}\left(1 + \frac{h'}{\Lambda^2}x\right) = 0, \qquad \frac{\alpha'}{\mathfrak{A}}\left(1 + \frac{h''}{\Lambda^2}x\right) - 1 = 0,$$

ou

$$\frac{\alpha'}{\mathfrak{A}}\left(1+\frac{h'}{\Lambda^2}x\right)=0, \qquad -\frac{\alpha''}{\mathfrak{A}}\left(1+\frac{h''}{\Lambda^2}x\right)=0.$$

Ils seront donc les points définis par les abscisses

$$x=-\frac{\Lambda^2}{h'}, \qquad x=-\frac{\Lambda^2}{h''},$$

qu'à raison d'une notation adoptée plus haut nous sommes autorisés à écrire sous la forme

$$x=\mathrm{H}', \qquad x=\mathrm{H}'',$$

car nous avons déjà posé en général

$$\mathrm{H}=-\frac{\Lambda^2}{h}.$$

En d'autres termes il y a deux positions d'embarquement qui ne changent pas les efforts de cisaillement d'un couple donné, et chacune d'elles est caractérisée par l'antipôle de la verticale baricentrique d'une des tranches découpées dans la flottaison par le couple; l'antipôle étant pris par rapport à l'ellipse centrale de la ligne de flottaison. Il faudrait que le lecteur prenne le soin de comparer ce résultat avec celui déjà rappelé, par lequel le couple ayant un tirant d'eau indifférent à l'addition d'un poids tombe sur l'antipôle de la verticale du poids par rapport à l'ellipse centrale de la ligne de flottaison. Entre les points définis par les abscisses

$$\mathrm{X}=-\frac{\Lambda^2}{x}, \qquad \mathrm{H}=-\frac{\Lambda^2}{h},$$

on voit donc établie une analogie d'interprétation physique.

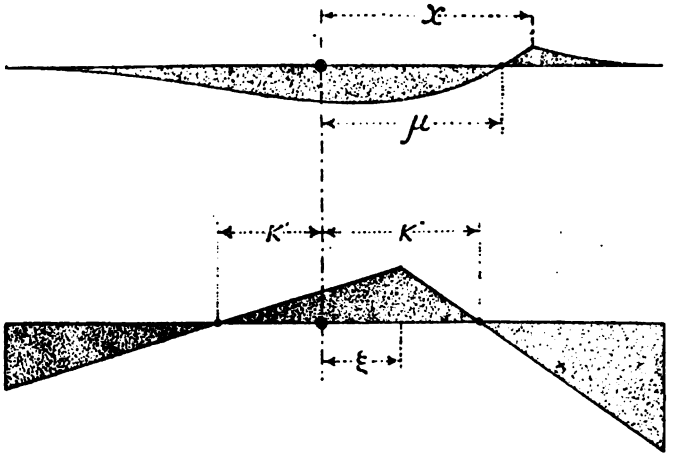
§ 6. La partie supérieure de la figure 3 contient le diagramme de la variation du moment fléchissant due à un poids concentré, fixe en un point donné x. En chaque cas particulier l'allure du diagramme serait commandée par celle de la ligne de flottaison, et par la position de la charge additionnelle; néanmoins l'examen de ce diagramme, si l'on voulait le regarder comme un type générique, mettrait en lumière les propriétés suivantes :

1° Le couple contenant la verticale du poids ajouté est, parmi tous les couples de la coque, celui qui supporte la plus grande variation dans son moment fléchissant, par exemple une variation en contre-arc; mais il existe le long de la coque un autre couple supportant une variation maximum en sens opposé, par exemple en arc.

2° Il existe un couple dont le moment fléchissant actuel ne subit aucun changement par suite de l'embarquement d'un poids en une position donnée.

Dans la partie inférieure de la même figure 3 on a représenté la ligne d'influence pour la variation du moment fléchissant au couple ξ, causée par une charge concentrée mobile. On voit aisément par les formules générales que, tandis que x varie, le moment fléchissant au couple fixe ξ

Fig. 3.



doit varier linéairement, ce qui explique qu'ayant construit la ligne d'influence en question on l'ait trouvée constituée par deux tronçons rectilignes. Outre ce caractère général, la ligne d'influence pour le moment fléchissant présente encore les suivants :

1° Pour un couple donné, quelconque, la variation du moment fléchissant, entraînée par une charge concentrée mobile parcourant la longueur de la coque, atteint trois fois des valeurs maxima, savoir :

a. A l'entrée dans la coque par une de ses extrémités;

b. Au couple en question;

c. A la sortie de la coque par l'autre extrémité.

Comme on le voit, ce sont justement les mêmes positions de la charge mobile qui donnaient lieu, sur le même couple, aux variations maxima en effort tranchant.

2° Pour chaque couple, il existe deux positions de la charge mobile pour lesquelles aucun changement n'est provoqué dans les moments fléchissants. Ces deux positions, que nous pourrions appeler brièvement les *foyers* de la ligne d'influence pour le moment fléchissant, possèdent une propriété géométrique non moins remarquable que celle dont jouissaient les foyers de la ligne d'influence pour l'effort tranchant. Bornons-nous à rechercher cette propriété pour un seul d'entre eux, quoiqu'il n'y ait pas de difficulté à la faire ressortir pour tous les deux. Puisque ces foyers doivent satisfaire à la condition

$$\Delta M_{(\xi = \text{const.})} = 0,$$

il résulte des formules fondamentales du paragraphe 2 que chacun d'entre eux sera un point défini par une relation de la forme

$$\frac{\alpha}{\mathfrak{A}}\left[h-\xi\left(1+\frac{h}{\Lambda^2}x\right)\right]+\frac{\alpha}{\mathfrak{A}}\frac{\lambda^2+h^2}{\Lambda^2}x=0.$$

Comme cette relation définit une abscisse

$$x=-\frac{\Lambda^2}{h+\frac{\lambda^2}{h-\xi}}=-\frac{\Lambda^2}{k}=\mathrm{K},$$

nous voyons par là que ledit foyer tombe sur l'antipôle du centre de giration de la tranche de flottaison située d'un côté du couple considéré; nous n'avons pas besoin de répéter par rapport à quoi on aurait à prendre le centre de giration et son antipôle. Si maintenant, en vue d'une distinction, nous nommons k', k'' les abscisses des centres de giration des deux tranches dont la transversale ξ partage la flottaison, et si nous faisons usage des symboles K', K'' pour désigner les abscisses des antipôles des verticales menées par les centres de giration, on obtiendra alors en

$$x=-\frac{\Lambda^2}{k'}=\mathrm{K}',\qquad x=-\frac{\Lambda^2}{k''}=\mathrm{K}'',$$

les abscisses des points d'embarquement, qui ne font nullement changer les actions fléchissantes sur le couple donné ξ.

Voilà donc achevé le développement des analogies géométriques et physiques que nous préconisions entre les points X, H, K, qui, il convient de le répéter, sont respectivement les antipôles :

a. De la verticale du poids ajouté;

b. De la verticale baricentrique d'une tranche de flottaison;

c. De la verticale du centre de giration de la tranche.

A tour de rôle ils renferment en eux-mêmes l'idée de l'indifférence d'effets :

a. Sur le tirant d'eau;

b. Sur le cisaillement;

c. Sur la flexion;

à un couple donné.

§ 7. Toutes ces propriétés ont été établies en partant des lignes d'influence. Si, au contraire, nous étions partis des diagrammes, en vue de rechercher quels seraient les couples exempts de tout changement en tirant d'eau, ou bien en cisaillement, ou enfin en flexion, malgré l'embarquement d'un poids en un point donné x, nous serions arrivés à des relations analogues d'antipolarité. De l'allure du type générique des diagrammes en question, nous avons déjà déduit que, une position fixe étant assignée au poids addi-

tionnel, il existe un couple où l'effort tranchant ne subit point de changement, et, de même, il en existe un où le moment fléchissant demeure inaltéré, en dépit de l'addition du poids : autrement dit, il existe toujours deux couples remplissant respectivement les conditions

$$\Delta T_{(x=\text{const.})} = 0, \qquad \Delta M_{(x=\text{const.})} = 0.$$

Désignons pourtant par

$$\tau, \quad \mu,$$

les valeurs particulières des abscisses ξ affectant ces couples, au sujet desquels on pourrait dire d'une manière concise, qu'ils définissent des sections focales pour les diagrammes en question; désignons en outre par les symboles

$$h_\tau, \quad k_\mu,$$

l'abscisse baricentrique et l'abscisse du centre de giration des tranches limitées, dans la ligne de flottaison, respectivement par l'une ou par l'autre des sections focales. De l'analyse faite dans notre dernier paragraphe en égalant à zéro les expressions de ΔT et ΔM, il suit que les conditions du cas que nous sommes en train d'envisager seraient remplies, si l'on avait

$$h_\tau = -\frac{\Lambda^2}{x} = X, \qquad k_\mu = -\frac{\Lambda^2}{x} = X,$$

ce qui s'exprime en langage ordinaire par les propositions suivantes :

a. En quelque lieu que l'on ajoute un poids sur le navire, l'adjonction ne change nullement l'effort tranchant au couple qui limite une tranche de flottaison, dont la verticale baricentrique tomberait au point ayant son tirant d'eau indifférent à ladite adjonction.

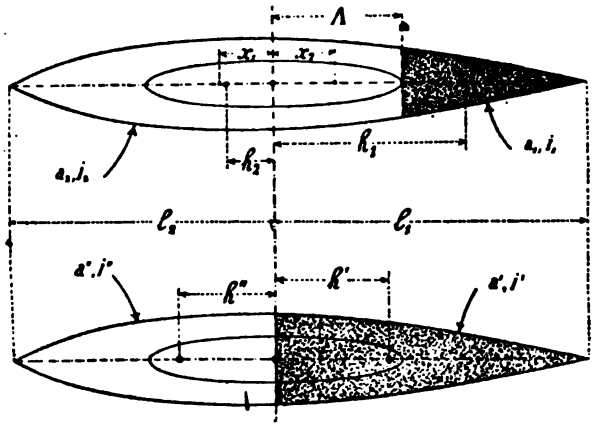
b. En quelque lieu que l'on ajoute un poids, l'adjonction ne change nullement le moment fléchissant au couple limitant une tranche de flottaison, dont le centre de giration coïnciderait avec le point à tirant d'eau indifférent à ladite adjonction.

§ 8. On sait que dans l'état ordinaire de l'équilibre du navire en eau calme, si ce n'est dans des conditions tout à fait spéciales de forme et de chargement, les couples à effort tranchant T maximum sont situés au quart, à peu près, de la longueur de la coque à partir de son couple milieu, et que le couple à moment fléchissant M maximum est situé dans les environs du couple milieu. En commettant une erreur qui en aucun cas ne pourrait être bien grave, nous dirons que les couples à effort tranchant maximum tombent approximativement aux sommets de l'ellipse centrale de la flottaison, savoir aux abscisses $\xi = \pm \Lambda$, tandis que celui à moment fléchissant maximum tombe précisément au centre de flottaison, savoir à l'abscisse $\xi = 0$. Évidem-

ment il doit être intéressant de rechercher les variations maxima, qui, par suite de l'addition d'un poids, pourraient survenir justement aux couples que nous venons de mentionner, et cela parce que, même à l'état normal, ils constituent les sections les plus dangereuses ou du moins les plus fatiguées.

Désignons maintenant par α_1, α_2 les aires des deux tranches de flottaison (*fig.* 4) situées de côté et d'autre du sommet avant de l'ellipse; par h_1, h_2 les

Fig. 4.



abscisses baricentriques desdites tranches; rappelons que, en nommant l_1, l_2 les portions dont le centre de flottaison partage la longueur totale L de la carène, on obtient

$$x_1 = -\frac{A^2}{l_1}, \qquad x_2 = -\frac{A^2}{l_2},$$

abscisses des points principaux d'indifférence sur les tirants d'eau aux extrémités de la coque. Cela posé, il ressort de la simple inspection de nos formules générales (§ 4) que, selon que la charge p sera ajoutée en regard de la

$$P_p A(x = l_1) \qquad \text{ou} \qquad P_p A(x = l_2),$$

les variations d'effort tranchant entraînées en regard du couple passant au sommet avant de l'ellipse centrale seront

$$\Delta T = p\frac{\alpha_1}{\mathfrak{A}}\left(1 + \frac{h_1}{x_1}\right), \qquad \Delta T = -p\frac{\alpha_2}{\mathfrak{A}}\left(1 + \frac{h_2}{x_2}\right).$$

De même, si l'addition du poids avait lieu au sommet avant de l'ellipse centrale ($x = +A$), les variations d'effort tranchant auxquelles seraient soumis les couples immédiatement contigus, de côté et d'autre dudit sommet, seraient

$$\Delta T = p\frac{\alpha_1}{\mathfrak{A}}\left(1 + \frac{h_1}{A}\right), \qquad \Delta T = -p\frac{\alpha_2}{\mathfrak{A}}\left(1 + \frac{h_2}{A}\right).$$

De la discussion que nous avons faite ci-dessus au sujet de la ligne d'influence pour les efforts tranchants, il suit que les variations maxima ont lieu précisément pour les quatre cas que nous venons de mentionner; il suffit donc d'examiner parmi ces quatre valeurs maxima laquelle serait la plus grande, tout en conservant le même signe qui affectait le T originaire. Sa valeur fournirait un criterium pour juger si le couple au sommet de l'ellipse centrale, qui même dans l'équilibre ordinaire est, à ce point de vue, le plus fatigué, ne serait pas surchargé après l'adjonction du poids.

Il convient que nous établissions d'une façon analogue des formules exprimant les variations maxima du moment fléchissant pour le couple centre de flottaison, couple qui, nous le répétons, est à très peu près celui qui travaille le plus à la flexion dans l'équilibre du navire flottant en eau calme. Désignons maintenant par $\left\{\begin{matrix}\alpha', & h', & i' \\ \alpha'', & h'', & i''\end{matrix}\right\}$ l'aire, l'abscisse baricentrique et le moment d'inertie de la tranche située $\left\{\begin{matrix}\text{en } N \\ \text{en } \mathfrak{R}\end{matrix}\right\}$ du centre de flottaison; bien entendu les moments i', i'' sont rapportés à la verticale passant par ledit centre. Il suit, des formules générales, que la variation du moment fléchissant serait

$$\Delta M = p\left\{\frac{\alpha_1}{\mathfrak{A}}h' - \frac{i''}{\mathfrak{J}}l_1\right\}, \text{ si l'addition se faisait à la perpendiculaire } N,$$

$$= p\frac{\alpha'}{\mathfrak{A}}h' = -p\frac{\alpha''}{\mathfrak{A}}h'', \qquad \text{» au centre de flottaison,}$$

$$= p\left\{\frac{\alpha''}{\mathfrak{A}}h'' - \frac{i'}{\mathfrak{J}}l_2\right\}, \qquad \text{» à la perpendiculaire } \mathfrak{R}.$$

Si nous voulions donc juger d'une façon sommaire quel serait l'effet le plus fâcheux de l'adjonction d'un poids, au point de vue de la résistance de la coque à la flexion, il nous suffirait d'examiner laquelle parmi les trois valeurs ΔM ci-dessus est la plus élevée, tout en ayant le même signe algébrique que le moment originaire M au maître-couple. En effet, les trois conditions de chargement que nous venons de mentionner sont les seules qui pourraient donner naissance à des maxima dans les variations du moment fléchissant dans les environs du milieu.

§ 9. En vue d'un développement simple et clair autant que possible, nous nous sommes borné jusqu'à ce point à n'envisager que l'addition de poids à bord; toutefois il va de soi que nos formules sont aussi générales que peuvent l'être toutes les formules de la méthode métacentrique dans les questions se rattachant à l'assiette longitudinale; pour cela, elles renferment en elles-mêmes toutes les opérations ou manœuvres qui, au point de vue algébrique, seraient l'équivalent de l'introduction d'une force verticale concentrée. Par exemple, elles renfermeraient en elles-mêmes le cas du changement de la densité du liquide où le navire flotte, parce que, en ce qui concerne les effets

mécaniques sur l'assiette, le changement de densité équivaut à l'embarquement d'un poids. En passant, en effet, de l'eau de mer (densité $= \omega_1$) à l'eau douce (densité $\omega_2 < \omega_1$), un navire de poids P éprouve le même changement d'assiette que si un certain poids $p = \left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1}\right) P$ était mis à bord sur la verticale du centre de carène à la mer. C'est pour cela que, si l'on convient d'appeler k la distance horizontale du centre actuel de la carène au centre actuel de la flottaison à la mer, on obtiendra

$$\Delta M = \left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1}\right) P \left\{ \frac{\alpha'}{\mathfrak{A}} h' - \frac{i'}{\mathfrak{J}} k \right\},$$

valeur de l'accroissement de moment fléchissant éprouvé en eau douce par la coque à son couple plus fatigué.

Les formules générales n'excluent nullement le cas de débarquement d'un poids, car il suffirait, à cet effet, de changer partout p en $-p$. Elles n'excluent pas non plus les effets exercés sur la résistance de la charpente par l'application d'une réaction d'appui quelconque, que ce soit une réaction accidentelle, comme dans l'échouage sur un haut-fond, ou qu'elle soit provoquée à dessein, comme cela arrive lors du passage au bassin, ou bien sur la cale de construction pendant le lancement ou le halage. L'échouage, en effet, de quelque façon qu'il puisse arriver, est toujours la conséquence d'une perte Δt dans le tirant d'eau moyen nécessaire à la flottabilité parfaite du navire; en ce qui concerne les effets métacentriques, il peut donc être remplacé par l'introduction d'une force verticale de bas en haut, $p = -\omega A \Delta t$, appliquée au point d'échouage.

§ 10. On pourrait faire une application très avantageuse de ce qui précède à l'étude des conditions de résistance d'une coque à l'instant le plus périlleux de la mise à sec dans une forme de radoub, c'est-à-dire lorsque le navire, après avoir progressivement pivoté en raison de la chute graduelle du niveau liquide, va porter sur la ligne des tins pour toute la longueur de la quille. Considérons, à cet instant, la réaction R des tins sur lesquels l'étambot prend son appui. L'excès algébrique de l'effort tranchant et du moment fléchissant dû à ladite réaction pourra alors être calculé moyennant nos formules générales sans autre soin que d'y introduire, au lieu de p, la valeur négative de la réaction R préalablement évaluée à l'aide des règles habituelles de la méthode métacentrique appliquée au problème du passage au bassin. Il est sous-entendu qu'alors on prendrait pour x la distance horizontale de l'étambot au centre de flottaison, et pour $\mathfrak{A}$, $\mathfrak{J}$, α, i les valeurs correspondant à la flottaison de la carène normale possédant le déplacement vrai du navire à l'instant où il va passer au bassin.

A ce sujet, le développement d'un exemple à l'aide de nombres, tout en nous éloignant un peu du cadre d'un mémoire théorique, pourra, nous

le pensons, être profitable, en ce qu'il éclairera mieux notre recherche et ses applications éventuelles,

Tâchons de calculer les variations maxima en effort tranchant et en moment fléchissant supportées par une coque, ayant la longueur $L = 80^m$, au sujet de laquelle on sait qu'elle a un volume de carène $V = 2560^{m^3}$, à l'instant où elle est prête à passer au bassin de radoub, avec une différence de tirant d'eau $d = 1^m,50$ sur l'arrière. Nous supposons qu'ayant exécuté sur la figure de flottaison les calculs d'aire, baricentre et inertie, on ait trouvé celle-ci caractérisée par les éléments

$$\mathfrak{A} = 695^{m^2}, \qquad l_1 = +43^m, \qquad l_2 = -37^m, \qquad \mathfrak{J} = 216000^{m^4},$$

d'où résultent les autres éléments que voici :

Rayon longitudinal d'inertie	$A = \sqrt{\frac{\mathfrak{J}}{\mathfrak{A}}} =$	$17^m,6$
Abscisse du point princ. d'indiff. sur la perpendiculaire A'.	$x_1 = -\frac{A^2}{l_1} =$	$-7^m,2$
» » » » . A.	$x_2 = -\frac{A^2}{l_2} =$	$8^m,4$
Déplacement par mètre d'immersion.....	$\mathfrak{D} = \omega\mathfrak{A} =$	712^t
Moment pour un mètre de changement d'assiette.....	$\mathfrak{M} = \omega\frac{\mathfrak{J}}{L} =$	267^{tm}

Si, par hypothèse, la ligne des tins a une pente de 4 pour 1000, c'est-à-dire si, sur la longueur de la quille, les tins montent d'une quantité

$$d_0 = 0,004 \times 80 = 0^m,32,$$

on obtiendra en $\delta = d - d_0 = 1^m,50 - 0^m,32 = 1^m,28$ la variation d'assiette qui devra se produire dans la coque depuis l'instant où l'étambot commence à toucher les tins, jusqu'à l'instant où la quille est sur le point de porter tout entière. Selon une règle bien connue de la méthode métacentrique, à cette variation d'assiette doit correspondre une chute du niveau liquide :

$$\varepsilon = \left(\frac{\mathfrak{M}}{\mathfrak{D}\, l_2} + \frac{l_2}{L}\right)\delta = \left(\frac{267}{712 \times 37} + \frac{37}{80}\right) 1,28 = 0,58 \times 1,28 = 0^m,74,$$

et, par conséquent, une diminution du tirant d'eau moyen

$$\varepsilon_1 = \varepsilon - l_2 \frac{\delta}{L} = 0,74 - \frac{37}{80}\, 1,28 = 0,74 - 0,59 = 0^m,15$$

et enfin une réaction d'appui

$$R = -\mathfrak{D}\varepsilon_1 = -712 \times 0,15 = -107^t.$$

Tout cela n'ajoute rien aux calculs métacentriques habituels. Mais supposons maintenant qu'ayant tracé sur la ligne d'eau en charge le couple au sommet de l'ellipse centrale, on ait exécuté, sur les deux tranches qui en ré-

sultent, les calculs de surface, baricentre et inertie; supposons qu'on ait trouvé les valeurs

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 125^{m^2}, & \alpha_2 &= 570^{m^2}, \\ h_1 &= 26^m, & h_2 &= -5^m,9, \\ i_1 &= 53000^{m^4}, & i_2 &= 163000^{m^4}. \end{aligned}$$

De même, ayant tracé le couple du centre de flottaison, et ayant exécuté des calculs analogues pour les deux tranches qu'il définit, qu'on ait trouvé

$$\begin{aligned} \alpha' &= 370^{m^2}, & \alpha'' &= 325^{m^2}, \\ h' &= 14^m, & h'' &= -16^m, \\ i' &= 120000^{m^4}, & i'' &= 96000^{m^4}. \end{aligned}$$

Par suite, à l'instant où le navire porte sur les tins par l'étambot seulement, l'effort tranchant, qui par le fait même de l'appui naît sur le couple au sommet antérieur de l'ellipse, sera mesuré par la valeur

$$\Delta T = -R\frac{\alpha_2}{\mathfrak{A}}\left(1+\frac{h_2}{x_2}\right) = 107\frac{570}{695}\left(1-\frac{5,9}{8,4}\right) = 107 \times 0,82 \times 0.30 = 26^t.$$

De même le moment fléchissant, qui par le fait de l'appui agit sur le couple du centre de flottaison, aura la valeur

$$\Delta M = -R\left\{\frac{\alpha''}{\mathfrak{A}}h'' - \frac{i'}{\mathfrak{J}}l_2\right\} = 107\left\{\frac{325}{695}(-16) - \frac{120000}{216000}(-37)\right\} = 1340^{t\times m},$$

valeur positive, marquant donc un moment de contre-arc.

Les valeurs des variations auxquelles nous venons d'arriver sont loin d'être négligeables : en effet, en les mettant sous la forme de rapport au déplacement de carène ($D = \omega V = 2624^t$), et au produit du déplacement par la longueur, on obtiendrait

$$\Delta T = 26^t = \sim \frac{1}{100}D, \qquad \Delta M = 1340^{tm} = \sim \frac{1}{160}DL.$$

Nous voyons par là que, dans le cas envisagé, les variations dues à l'appui seraient de l'ordre de grandeur des actions mêmes pour lesquelles les coques sont fatiguées en eau calme par la répartition ordinaire des poussées et des poids.

Comme, la plupart du temps, le maître-couple est soumis en eau calme à un moment d'arc, nous sommes en droit de conclure de l'analyse ci-dessus que le passage au bassin pourrait jouer le rôle d'une manœuvre assez efficace pour amortir, même pour annuler à peu de choses près les actions fléchissantes auxquelles la coque est soumise dans son état habituel : il suffira pour cela que l'on ménage la différence des tirants d'eau, sans toutefois lui donner de valeurs sortant des limites pratiques de sécurité. Cette manœuvre serait donc assez puissante pour causer un changement sensible dans la forme

de la ligne élastique de la coque, ou du moins dans la grandeur de sa flèche. Si cette variation dans la flèche était relevée par des instruments de mesure assez précis, et si son intensité était comparée avec la valeur à prévoir à l'aide des calculs d'élasticité, nous pourrions trouver dans le passage au bassin un moyen convenable pour exécuter sur les coques une certaine expérience, l'expérience d'élasticité, telle que les ingénieurs des Constructions civiles ont coutume de l'effectuer sur les ponts métalliques et sur d'autres charpentes, qui sont de leur ressort. Des auteurs ont parfois examiné les conditions élastiques des coques en déterminant, d'abord par le calcul, puis par la mesure directe, la variation de flèche subie par le navire lorsqu'il passe de l'état lège à un certain état de chargement. Cependant nous croyons que, en ayant recours à la manœuvre du passage au bassin, on atteindrait le même but par des moyens plus simples et plus aisés. Plus simples parce que l'intensité et la répartition des actions fléchissantes pourraient être mieux soumises au calcul, lorsqu'elles naîtraient comme conséquence d'une force concentrée, telle qu'une réaction d'appui, que si elles résultaient d'un système de forces réparties, telles que la cargaison dans les cales. Plus aisés parce que les opérations de mesure s'exécuteraient alors sur la coque immergée dans une forme de radoub, et placée par cela même dans le vrai domaine de l'ingénieur. Plus aisés enfin parce que, par le seul soin du réglage préalable de l'assiette, l'intensité des actions fléchissantes est aussi modifiable selon la volonté de l'opérateur; au contraire, le procédé par chargement des cales exigerait l'emploi de poids bien lourds pour obtenir des variations sensibles dans la courbure; d'autre part, l'arrangement de la charge dans les bâtiments à marchandises est une manœuvre qui échappe au ressort et au contrôle de l'ingénieur, et en outre, dans les navires de guerre en service, le remaniement de poids assez lourds ne se présente que dans de très rares occasions. Nous sortirions du cadre de ce mémoire, si nous voulions discuter ce point avec plus de détails; toutefois il nous a paru utile d'indiquer en passant comment le passage au bassin, manœuvre presque quotidienne dans les ports, serait susceptible de devenir le sujet d'une application professionnelle fort remarquable.

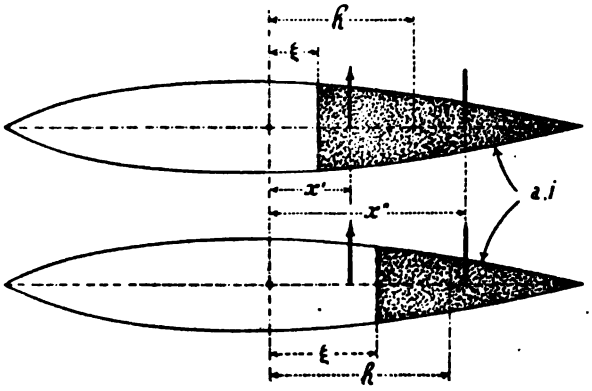
§ 11. En dernier lieu, il nous reste à remarquer que la manœuvre, très simple en vérité, du transport longitudinal d'un poids existant à bord donnerait également naissance à une variation dans la répartition actuelle des efforts tranchants et des moments fléchissants. On reconnaîtra sans difficulté que les formules (*fig.* 5)

$$\Delta T_\xi = p\left[\frac{\alpha}{\mathfrak{A}}\frac{h}{\Lambda^2}(x''-x') - \begin{Bmatrix}1\\0\end{Bmatrix}\right], \qquad \Delta M_\xi = p(x''-x')\left[-\frac{\alpha}{\mathfrak{A}}\frac{h}{\Lambda^2}\xi + \frac{i}{\mathfrak{J}} - \begin{Bmatrix}1\\0\end{Bmatrix}\right]$$

représentent les variations entraînées au couple ξ par le fait qu'un poids p

est transporté du point x' jusqu'au point x'', pourvu que l'on ait le soin d'introduire dans les formules le dernier terme $\left\{\begin{matrix}1\\0\end{matrix}\right.$, selon que le couple ξ

Fig. 5.



est $\left\{\begin{matrix}\text{intérieur}\\\text{extérieur}\end{matrix}\right\}$ au champ $x''-x'$ des deux points entre lesquels le mouvement a lieu.

ÉTUDE

SUR

LE MARTELAGE ET LE RIVETAGE,

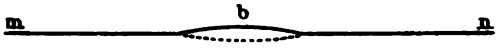
PAR LE COMTE DE MAUPEOU D'ABLEIGES,
Directeur du Génie maritime.

I. — MARTELAGE.

Le martelage est une opération très employée dans l'industrie, pour façonner les métaux. Le marteau emmagasine, à l'état de force vive, le travail développé par l'ouvrier, et le restitue ensuite par le choc. La pression exercée au point d'impact est considérable, et développe une réaction égale et contraire; celle-ci arrête et fait rebondir le marteau, tandis que celle-là comprime, sur l'enclume, la matière martelée, qui tend à diminuer d'épaisseur, et à s'étendre transversalement. La durée du phénomène étant très courte, la déformation qu'il produit est généralement faible, et il faut un grand nombre de coups, convenablement dirigés, pour obtenir le résultat désiré.

Le martelage des métaux est un travail délicat, et pour le conduire convenablement il convient de se rendre bien compte de l'effet de chaque coup. Si, par exemple, on veut planer une tôle *m*, *n*, au milieu de laquelle se trouve

Fig. 1.

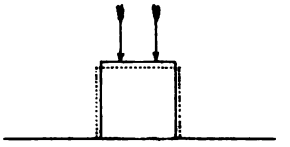


une bosse *b*, on est tenté de frapper sur celle-ci pour la faire rentrer. On pourrait certainement obtenir ce résultat en comprimant la tôle entre deux surfaces planes, mais alors la matière serait en équilibre instable, et la bosse ne tarderait pas à reparaître d'un côté ou de l'autre. En frappant dessus, on ne fait qu'augmenter le mal, car on écrase et l'on allonge la partie qui a déjà trop de longueur, en sorte que la bosse reparaît après le choc, plus forte qu'avant.

Cohésion et transmission des pressions. — Comme tous les solides, les métaux sont doués de cohésion, qui maintient les molécules au contact, et les empêche de glisser les unes sur les autres; grâce à cette force ils peuvent résister aux efforts extérieurs, tandis que les fluides se déforment sous la moindre pression. Les éléments d'un métal homogène sont en équilibre stable sous l'action de la force de cohésion, qui est la même dans tous les sens, et, tant que les efforts extérieurs ne dépassent pas la limite de l'élasticité, les petites déformations qu'ils produisent disparaissent en même temps qu'eux.

La facilité avec laquelle les molécules fluides se déplacent leur permet de transmettre intégralement les pressions dans tous les sens. Dans les solides, les efforts extérieurs tendent également à se transmettre de la même manière, mais la cohésion qui relie les molécules intervient, les deux genres de forces se combinent, et les résultats constatés correspondent à leur résultante. Lorsque les efforts extérieurs tendent à rapprocher ou à comprimer les molécules, ils s'ajoutent à la cohésion, et se transmettent intégralement; quand, au contraire, ils tendent à éloigner, à gonfler les molécules ou à les faire glisser les unes sur les autres, la cohésion résiste, neutralise en partie ces efforts qui se transmettent incomplètement, et leur effet est de moins en moins sensible, à mesure qu'on s'éloigne du point où ils s'exercent. Dans tous les cas, la matière qui résiste aux efforts se met en tension, l'équilibre est troublé, et les réactions intermoléculaires ne sont plus les mêmes dans tous les sens.

Fig. 2.



Considérons un cylindre posé sur un plan invariable, et soumis à une pression uniformément répartie sur sa surface supérieure, on constate que :

1° Suivant leur direction, les pressions se transmettent intégralement jusqu'à la base, en augmentant les forces attractives. En même temps, la hauteur diminue uniformément pour toutes les tranches, en sorte qu'on peut admettre que les molécules se compriment ou s'aplatissent dans ce sens.

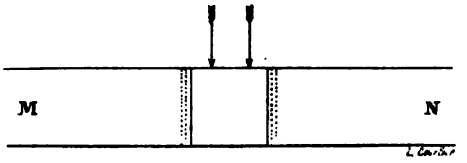
2° Transversalement, au contraire, le diamètre du cylindre augmente, la pression en se transmettant tend ici à diminuer les forces attractives, et, par suite, à dilater la matière; il semble que les molécules se gonflent dans ce sens, tandis que dans l'autre elles s'aplatissent.

Si le cylindre était enfermé dans une enveloppe absolument rigide, il appuierait sur elle à la manière des liquides, mais moins énergiquement, à cause de la cohésion, qui, tout en diminuant, résiste à la déformation, comme on le constate lorsque le cylindre est libre.

Si le cylindre, sur lequel agit la pression, fait partie d'une tôle M, N, il

tend toujours à s'accourcir et à se gonfler, et, par suite, il pousse sur la matière qui l'enveloppe, et qui réagit sur lui; supposons par la pensée que cette tôle est décomposée en couches minces formant autant de petits tubes

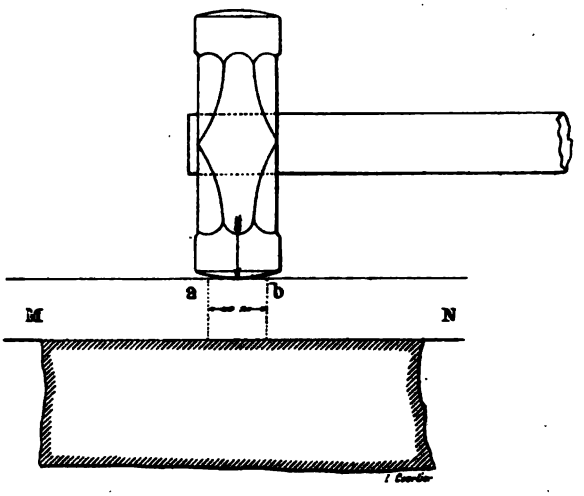
Fig. 3.



concentriques, il est clair qu'en voulant se gonfler sous l'action de la pression, le cylindre appuiera sur le premier tube, et le comprimera, celui-ci augmentera légèrement de diamètre, et résistera, en vertu de sa cohésion, à la manière des frettes de canon; par suite la pression p', exercée par le premier tube sur le second, sera plus petite que celle que le cylindre exerce sur le premier tube. Le second tube se comportera comme le premier, équilibrant une partie de la pression p' en vertu de sa cohésion, et transmettant le reste au tube suivant, et ainsi de suite. On voit, en résumé, que dans ce sens les pressions se transmettent en s'amoindrissant à mesure qu'elles s'éloignent de la région actionnée directement par les forces extérieures. Ce qui précède permet de se rendre compte de ce qui se passe dans le martelage.

Martelage par chocs. — Considérons une tôle M, N, appuyée sur une enclume, et sur laquelle on donne un coup de marteau.

Fig. 4.



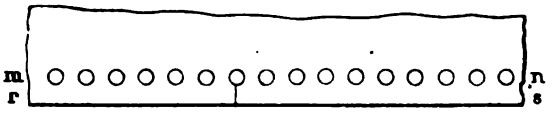
Le choc développe sur la surface de contact une pression P, qui se transmet à l'enclume au travers de la tôle, le cylindre soumis directement à la

pression s'accourcit et se gonfle. Ces déformations sont accompagnées d'une compression de la matière du cylindre qui supporte directement le choc, et qui, en se gonflant, appuie sur la matière environnante, et la fait travailler par compression suivant les plans rayonnants, et par traction suivant les surfaces cylindriques.

Tant que la limite élastique n'est pas dépassée, tout revient à l'état naturel après le choc; dans le cas contraire, la matière reste déformée, écrouie, en tension, non seulement dans la partie attaquée directement, mais encore dans les parties environnantes; elle est comprimée ou tendue suivant la direction considérée.

Si l'on bat une ligne de coups de marteau, *mn*, au bord d'une tôle, chaque

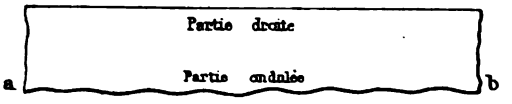
Fig. 5.



coup, en écrasant le métal, produit un gonflement transversal qui l'allonge, ces allongements s'ajoutent suivant la ligne *mn*, et, si les coups ont été assez nombreux et assez forts, il peut se produire une déchirure normalement au bord *rs*.

D'une façon générale : *le martelage écrase ou accourcit la matière dans le sens du choc, et l'allonge dans les directions perpendiculaires;* c'est un principe qu'il ne faut pas perdre de vue.

Fig. 6.



Si l'on veut dresser une tôle ondulée du côté *ab*, ce qui arrive souvent, comme les ondulations tiennent à ce que le côté où elles existent a plus de longueur que le milieu et l'autre côté de la tôle, il suffit d'allonger ces dernières parties, pour que les ondulations disparaissent tout naturellement.

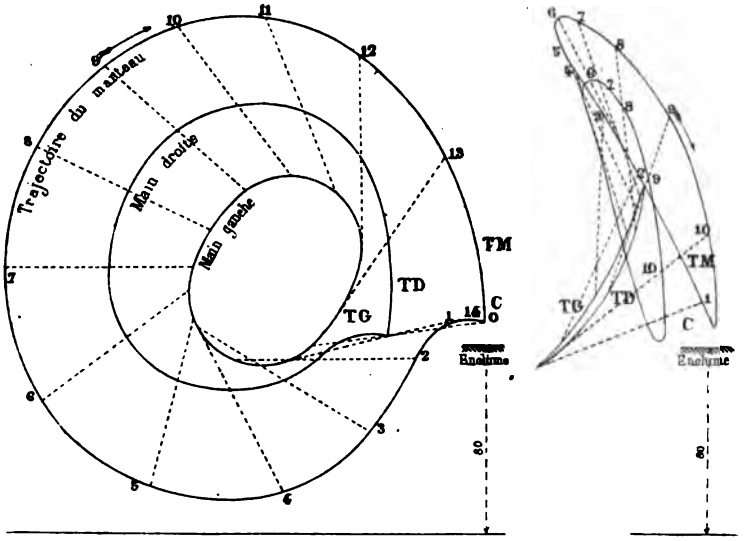
Le martelage peut s'exécuter à la main ou à l'aide d'appareils mécaniques.

Martelage à la main. — Nous nous contenterons de résumer les faits constatés par M. Frémont, et dont il a rendu compte dans une importante étude sur la chaudronnerie présentée à la Société des Ingénieurs civils de France ([1]). Ses expériences ont porté sur le forgeage et le rivetage.

([1]) *Bulletin* de novembre 1897.

Grâce à la Chronophotographie, M. Frémont a pu déterminer au laboratoire du Dr Marey les trajectoires décrites par le marteau et les mains d'un frappeur; elles sont représentées par les courbes suivantes, dans lesquelles les lignes pointillées figurent les positions successives du manche du marteau, à des intervalles de temps égaux à $\frac{1}{12}$ de seconde,

Fig. 7. — Martelage à la volée. Fig. 8. — Martelage à devant.



et les traits pleins :

TM, la trajectoire du centre de gravité du marteau;
TD, la trajectoire de la main droite;
TG, la trajectoire de la main gauche.

« L'auteur remarque de prime abord que, lorsque le marteau est en l'air, sa vitesse est faible, et qu'elle s'accroît très rapidement à la descente, pour être maxima à la fin de la chute, quand le marteau atteint l'enclume E; c'est ce qu'on appelle *la vitesse d'impact.* »

Avec ces données, M. Frémont a pu calculer le travail d'un coup de marteau; les résultats qu'il a obtenus, dans les conditions variables de la pratique, sont résumés dans le tableau de la page suivante.

L'emploi d'un outil interposé, bouterolle, étampe, tranche, diminue le rendement de 20 pour 100.

L'élasticité de la pièce, lorsqu'elle est en tôlerie, poutre, chaudière, etc., entraîne une perte de 9 à 32 pour 100.

« Le frappeur à la volée donne moins de coups de marteau qu'en frappant à devant, mais ils sont plus forts, et le travail total produit est moindre, aussi fatigue-t-il moins. »

M. Frémont, à la suite de ses nombreux essais, constate qu'un marteau de poids P permet de produire par coup de marteau un travail T, égal à celui que produirait le même poids en tombant de 4^m de hauteur (environ 9^m de vitesse) :

$$T = P \times 4.$$

« Cette loi empirique est vraie pour les marteaux qu'on emploie dans la pratique industrielle, et dont le poids varie de 1^{kg} à 7^{kg}. »

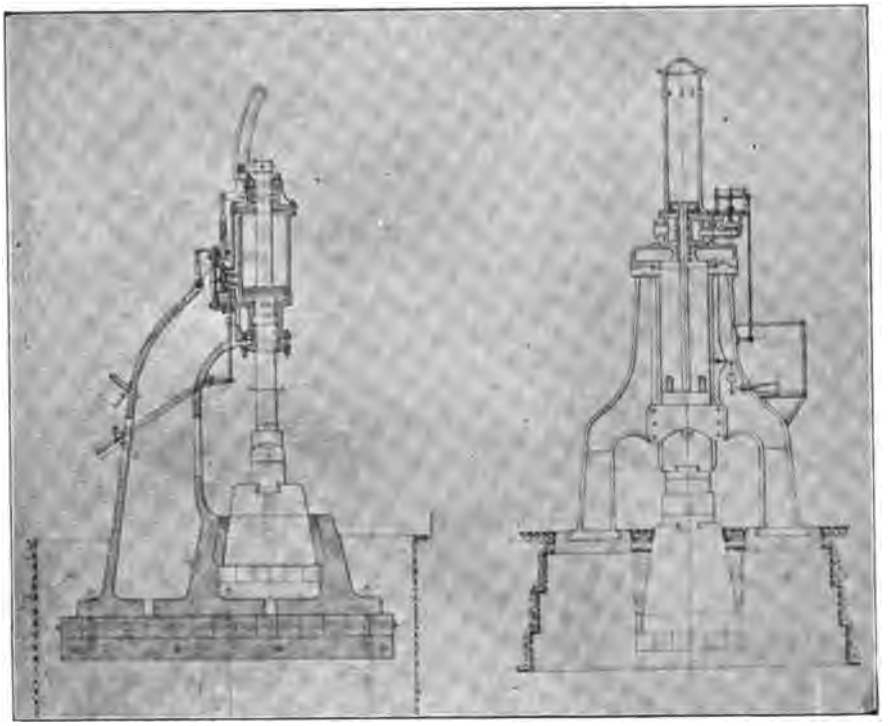
NATURE du travail.	POIDS du marteau.	NOMBRE de coups en 15 secondes.	UN COUP. Durée.	UN COUP. Travail.	TRAVAIL par seconde.	OBSERVATIONS.
			Marteau à main.			
Rivetage.....	1,8 à 2,0 kg	12	1,25 s	8 à 9 kgm	7 kgm	Par frappeur.
Forge ordinaire.....	2,5	15	1	10	10	
Maréchalerie.....	2 à 2,5	20	0,75	9 à 10	12	
			Marteau à frapper devant.			
Maréchalerie.....	6 kg (manche court)	15	1,00 s	15 kgm	15 à 16 kgm	Longue durée, peu de repos.
Étirage du fer chauffé à blanc.....	5	12	1,25	28	22 à 23	Travail normal.
Riveurs.....	4,5	13 à 14	»	16 à 18 kgm	28 15	Au maximum. Travail courant.
Riveurs frappant sur un rivet horizontal.	4,5	12	1,25	20 à 22 24	17 19	Ouvriers ordinaires. Ouvriers habiles.
			Marteau à frapper à la volée.			
Forge.....	7 kg	9	1,67 m s	32 kgm	19 kgm	
Riveur.....	4,5	10	1,5	22 à 23 kgm	15	

Martelage mécanique. — Les effets produits par le martelage à main sont forcément très limités, aussi a-t-on recours à des moteurs mécaniques pour actionner des marteaux plus puissants. On emploie depuis longtemps le marteau frontal, actionné par une roue hydraulique à l'aide de cames fixées sur l'arbre de la roue, mais cet outil a été avantageusement remplacé par le marteau à vapeur ou marteau-pilon inventé dès 1840 par M. Bourdon, alors ingénieur du Creusot, dont le brevet (9 avril 1842) fut bientôt suivi par celui de Nasmyth (9 juin 1842) en Angleterre. Ce marteau, dans lequel un piston à vapeur soulève directement le marteau ou mouton, peut atteindre les plus grandes puissances, il permet de frapper plus ou moins fort suivant les

besoins du travail, et aussi plus ou moins rapidement; il peut se manœuvrer à main ou être automatique; enfin la vapeur peut travailler à simple effet pour soulever le marteau, ou à double effet pour accélérer sa chute; dans ce dernier cas, la tige de piston très forte et très lourde sert de mouton.

Fig. 9. — Marteau pilon

à double effet. à simple effet.



L'industrie emploie également des marteaux à ressort de différentes espèces, dans lesquels le marteau n'est pas relié d'une façon rigide à la transmission qui commande son mouvement. Le ressort peut d'ailleurs se composer de lames d'acier avec courroies, ou d'un cylindre à air.

L'industrie emploie beaucoup, depuis quelques années, des marteaux à la fois mécaniques et à main, qui fonctionnent à l'air comprimé, et qui rendent de grands services pour buriner, mater et river.

Martelage par pression statique. — Les effets du martelage étant dus à la pression développée par le choc, on peut obtenir des déformations analogues à celles qu'il produit à l'aide de pressions statiques, c'est-à-dire en appuyant au lieu de frapper avec le marteau, mais il faut employer des pressions très considérables, et pour les obtenir on a généralement recours à la presse hydraulique disposée horizontalement ou verticalement.

Le laminoir permet également d'obtenir de grandes pressions statiques; il sert non seulement à étirer les tôles, mais encore à les planer; pour faire plus facilement cette dernière opération, on peut localiser l'effet à l'aide de bandes métalliques, qu'on lamine en même temps que la tôle à dresser. Le planage consistant, comme nous l'avons dit, à allonger les parties les plus courtes, on peut encore planer par traction en exerçant une forte traction sur toute la largeur de la tôle à dresser; on construit en Angleterre (Back et Manson) des presses hydrauliques disposées spécialement dans ce but.

Martelage à froid et à chaud. — Lorsque le métal est mou, ou d'épaisseur modérée, on le martèle le plus souvent à froid; c'est ainsi qu'on chaudronne le cuivre, qu'on plane les tôles de fer ou d'acier, qu'on les mate et qu'on les burine. Pour les métaux durs, on a souvent recours à la chaleur, qui les rend plus malléables; on chauffe le fer et l'acier pour les forger et les river.

Le tableau suivant résume les résultats d'expériences faites sur la résistance des métaux à diverses températures.

		Nystrom.		Kollmann.		
Températures.	Baudrimont. Cuivre.	Cuivre.	Fer.	Fer fibreux.	Fer à grain fin.	Acier Bessemer.
0°	100	100	100	100	100	100
100	87	94	114	100	100	100
200	75,5	84	122	95	100	100
300	»	71	116	90	97	94
500	»	40	77	38	44	34
700	»	17	40	16	23	18
900	»	4	24	6	12	9
1000	»	0	20	4	7	7

On voit que la résistance du fer et de l'acier varie peu de 0° à 300°, et même au delà de 400° d'après certains auteurs, mais il convient d'ajouter que la malléabilité augmente notablement; c'est ainsi que le matage des chaudières se fait, à 100° ou 120°, plus facilement qu'à la température ordinaire, probablement parce que la limite élastique s'abaisse.

Les essais de traction faits en refroidissant les éprouvettes ont montré que l'abaissement de température a pour effet d'élever la limite de l'élasticité, et par suite de transmettre sans déformation permanente l'énergie à la partie plus chaude; d'autre part le froid contribue à rendre les métaux fragiles [1].

Le martelage écrouit et peut aigrir le métal, aussi faut-il, quand le travail est long, le recuire ou même le tremper, lorsque cette opération l'adoucit, comme elle le fait pour le laiton.

---

[1] *Génie civil*, 15 octobre 1904.

Théorie du martelage. — Nous avons montré que le martelage sert à déformer la matière, il permet d'augmenter ou de diminuer les dimensions comme on le désire; le but du forgeage et du laminage est généralement d'étirer les métaux, tandis que celui du rivetage consiste à les écraser. Pendant ces opérations, la matière travaille dans tous les sens, et dans des conditions très variées; aussi la théorie complète du martelage présente-t-elle de très grandes difficultés.

Nous n'essaierons pas d'aborder le cas général, et nous nous contenterons d'étudier un cas simple qui se rapproche du rivetage, celui du martelage en bout d'une barre; c'est le seul cas où l'action des pressions, et la manière dont elles se transmettent dans le métal, sont assez connues pour nous permettre d'analyser ce qui se passe dans le martelage. Même pour ce cas simple, il nous faudra rappeler l'effet statique des pressions, et analyser les effets du choc suivant que la pression au contact est inférieure à la limite de l'élasticité ou la dépasse; c'est ce que nous appellerons *le choc élastique* et *le choc déformant.*

Bibliographie. — Nous citerons, comme pouvant contribuer à la théorie du martelage, une étude de M. Boussinesq intitulée : *Comment se transmet, dans un solide isotrope, en équilibre, une pression exercée sur une très petite partie de la surface* (1).

II. — RIVETAGE.

But du rivetage. — Le rivetage est un cas particulier du martelage, dans lequel on refoule les deux extrémités d'un petit cylindre de métal pour l'immobiliser dans un trou qu'on veut boucher. C'est une opération très usitée dans l'industrie, non seulement pour boucher les trous de sonde, mais surtout pour assembler les tôles, les cornières et généralement les pièces métalliques peu fragiles et relativement minces; *le rivetage est la couture du chaudronnier.* Il s'exécute en superposant les pièces à réunir après les avoir percées de trous, qui doivent se correspondre exactement, puis, dans chacun de ces trous, on introduit un cylindre de métal auquel on a déjà fait une tête, et qu'on écrase à l'autre extrémité pour former la rivure. Chaque rivet ainsi mis en place constitue un point de couture.

Pour que l'assemblage soit satisfaisant, les rivets doivent empêcher les deux pièces qu'ils traversent de s'éloigner l'une de l'autre, et de glisser l'une sur l'autre. Dans certains cas, ils doivent en outre empêcher l'eau de passer dans l'assemblage. La solidité du joint exige que les rivets soient convenablement proportionnés; pour obtenir l'étanchéité, il est nécessaire que les pièces à assembler soient bien accostées, et que les rivets soient assez rapprochés; on doit, en outre, mater le tour des rivures et le bord des tôles.

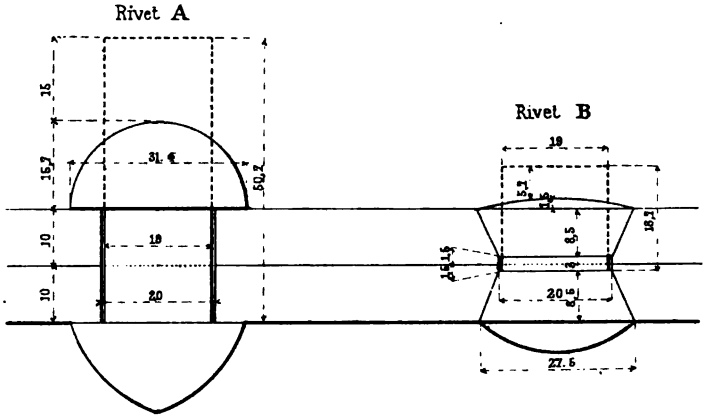
---

(1) *Comptes rendus de l'Académie des Sciences,* 1881, t. XCIII, p. 703.

Forme des rivets. — La tête du rivet et la rivure peuvent être pareilles ou avoir des formes différentes; cette forme varie d'ailleurs avec le résultat qu'on veut obtenir, et la manière dont le travail est exécuté.

Les figures 10 et 11 donnent des spécimens de différentes formes de rivures

Fig. 10.

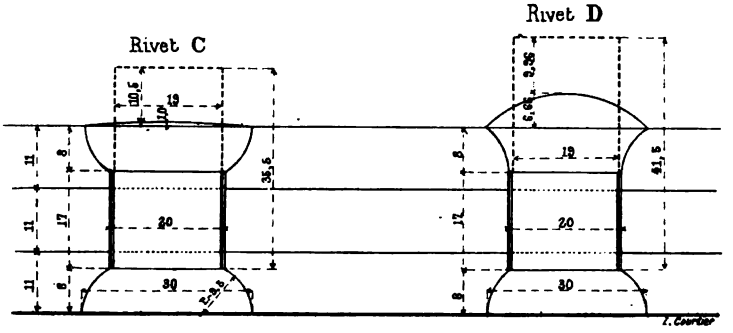


employées au chantier de Caudan, elles correspondent toutes au même diamètre de rivetage

$$d = 20^{mm}, \qquad s = 283^{mm^2};$$

c'est le diamètre du trou percé dans les tôles et du rivet complètement

Fig. 11.



terminé, dont la section entre dans les calculs de résistance. Pour faire ces rivets, on emploie une barre de 19^{mm}; le diamètre maximum de la rivure et la course d'écrasement varient avec la forme adoptée, comme l'indique le tableau suivant :

FORME DE LA RIVURE.	RIVURE. Diamètre maximum.	Section S.	Rapport $\frac{S}{s}$.	ÉCRASEMENT. Course c.	Rapport $\frac{c}{d}$.
		mm²		mm	
A. Hémisphérique bouterollée.....	33,5	881	3,1	15,00	0,75
B. Plate fraisée.....	27,5	593	2,1	5,70	0,28
C. Plate à fraisure concave.....	30,0	706	2,5	10,50	0,52
D. Bombée à fraisure convexe.....				9,96	0,50

Divers modes de rivetage. — Le rivetage se fait à froid ou à chaud, suivant les circonstances; on l'exécute par simple pression ou par choc, c'est ce qu'on peut appeler le *rivetage statique* et le *rivetage dynamique*. Enfin, on rive à la main ou à l'aide d'appareils mécaniques.

Le rivetage à froid exige un métal très malléable, comme le cuivre ou le fer doux, et encore faut-il que le diamètre soit assez faible, autrement les efforts à exercer seraient trop considérables. Lorsque le diamètre du rivet dépasse une certaine limite, qui dépend de la nature du métal, on le chauffe à une température assez élevée pour diminuer notablement la résistance de la matière; cette manière de faire a, en outre, l'avantage de serrer énergiquement le joint par le retrait du métal au refroidissement.

Le rivetage statique se fait en exerçant sur les deux extrémités du rivet un effort très considérable, et pour lequel on a généralement recours à une presse hydraulique. Le rivetage dynamique se fait à l'aide d'un marteau, dont le choc détermine, pendant un temps très court, une pression au point d'impact, dont nous chercherons à évaluer la grandeur.

Les divers modes de rivetage peuvent s'exécuter à l'aide d'outils plus ou moins perfectionnés, mais, dans tous les cas, il faut écraser le cylindre de métal de façon à augmenter sa section dans le rapport de 1 à 2, 2,5 ou même 3.

Résistance à l'écrasement. — La détermination de l'effort à exercer sur le rivet pour former la tête ou la rivure exige qu'on connaisse la résistance à l'écrasement du métal, à la température à laquelle on veut le travailler; l'expérience seule pouvant nous renseigner, nous avons eu recours à elle.

Nous avons d'abord opéré sur du cuivre rouge, à la température ordinaire; les essais de compression ont porté sur un crusher ayant les dimensions suivantes :

$$d = 19^{mm},55, \qquad l = 30^{mm}, \qquad s = 300^{mm^2};$$

la longueur est forcément courte, par rapport au diamètre, autrement la matière flamberait. Les essais de traction ont été faits avec une barre cylindrique ayant comme dimensions entre les repères :

$$d = 13^{mm},8, \qquad l = 100^{mm}, \qquad s = 150^{mm^2}.$$

Pour faciliter les comparaisons, on a tout ramené aux dimensions suivantes :

$$d = 11^{mm},3, \qquad l = 100^{mm}, \qquad s = 100^{mm^2}.$$

Nous donnons dans le tableau suivant les résultats observés à la température ordinaire, rapportés à ces dernières dimensions. Pour les essais de traction, on a considéré les longueurs observées, et les longueurs calculées en supposant que le volume reste le même, et que la section soit partout la section minimum de la striction.

Tous ces résultats sont résumés dans la figure 12, qui donne, pour la tem-

TABLEAU DES DÉFORMATIONS DU CUIVRE ROUGE.

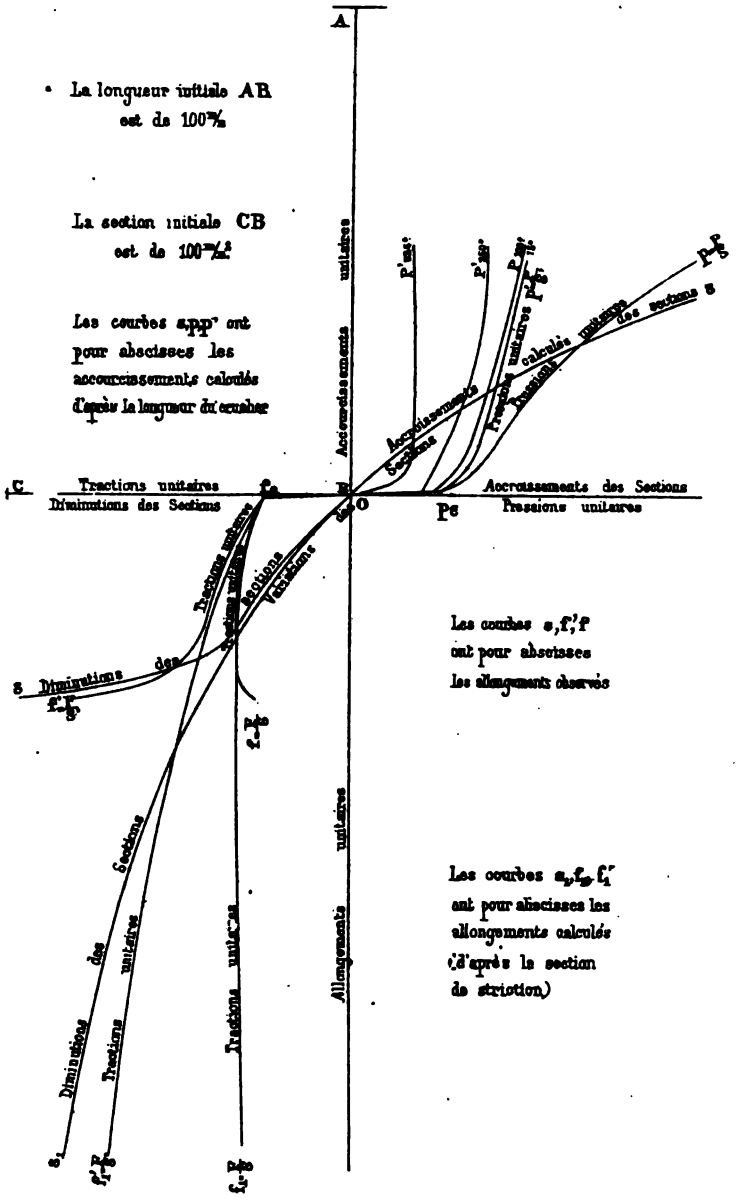
ESSAIS DE COMPRESSION.

Pression totale P.	Longueurs observées l'.	"	Sections correspondantes $s'=\frac{sl}{l'}$.	"	Pressions unitaires par millimètre carré de la section : primitive $p=\frac{P}{s}$.	Pressions unitaires par millimètre carré de la section : déformée $p'=\frac{P}{s'}$.
kg	mm		mm²		kg	kg
7100	50,1		199		71,00	35,68
6133	56,3		177		61,33	34,56
5333	62,5		160		53,33	33,33
4440	70,1		142		44,00	30,91
3916	75,75		132		39,16	30,12
3333	83,3		120		33,33	27,70
2900	89,8		111		29,00	26,05
1800	100,0		100		18,00	18,00
0 à 1800kg	*Valeurs sensiblement constantes dans les limites de l'élasticité.*				0 à 18kg	0 à 18kg
kg	mm	mm	mm²	mm	kg	kg
1800	100	11,26	100,00	100,00	18,00	18,00
1933	105	10,98	94,72	105,57	19,33	20,41
2066	110	10,69	89,84	111,30	20,66	23,00
2166	115	10,45	85,78	115,50	21,66	25,25
2206	119	10,28	83,12	120,29	22,06	26,55
2220	122	10,12	80,50	124,22	22,20	27,60
2240	125	10,00	78,56	127,28	22,40	28,53
2246	129	9,83	76,02	131,53	22,46	29,63
2253	132	9,55	71,67	139,52	22,53	31,43
2260	135	9,18	66,20	150,90	22,60	34,10
2193	139	7,92	49,26	203,01	21,93	44,52
2066	140	7,34	42,40	235,81	20,66	48,76
1866	141	6,53	33,50	298,44	18,66	55,71
P pression totale.	l' longueurs observées.	" Diamètres minima observés.	s' sections correspondantes.	$l'=\frac{sl}{s'}$. longueurs calculées.	$p=\frac{P}{s}$. Pressions unitaires par millimètre carré de la section : primitive.	$p'=\frac{P}{s'}$. Pressions unitaires par millimètre carré de la section : déformée.

ESSAIS DE TRACTION.

pérature ordinaire de 15°, les déformations en longueur et en section de la barre considérée, sous l'action de pressions et de tractions croissantes.

Fig. 12.



Trois autres courbes marquées 100°, 250° et 525° sont relatives aux déformations à ces températures.

Pour faire cette figure, on a supposé la barre de cuivre placée en AB sur

l'axe des ordonnées, une des extrémités fixée invariablement en A, de façon que l'autre extrémité B se trouve au zéro des coordonnées, lorsque la matière est à l'état normal.

Sous l'effort des pressions exercées en B, la barre diminuant de longueur, le plan B s'éloigne du zéro. Chaque millimètre de déplacement de B correspond à un accourcissement d'un centième de la longueur de la barre, ce sont les ordonnées des courbes; pour les abscisses, on a porté vers la droite soit les valeurs des accroissements des sections calculées d'après la longueur (le crusher ne restant pas parfaitement cylindrique, on a ainsi une section moyenne), soit les pressions unitaires rapportées à la section initiale $p = \frac{P}{s}$ ou à la section déformée $p' = \frac{P}{s'}$. De même les tractions exercées en B allongeant la barre, chaque millimètre de déplacement de l'extrémité B correspond à un allongement unitaire de $\frac{1}{100}$; ces allongements étant pris comme ordonnées, on a porté vers la gauche, soit les diminutions de section en centièmes d'après les sections minima observées, soit les tractions unitaires rapportées à la section primitive $f = \frac{F}{s}$ ou à la section déformée $f' = \frac{F}{s'}$. Comme il se produit une striction, la section n'est pas la même sur toute la longueur de la barre, en sorte que la longueur de celle-ci correspond à différentes sections. On est par suite conduit à considérer les longueurs que prendrait l'éprouvette si elle avait partout la section minimum de la striction, correspondant à l'effort considéré; cette longueur est d'ailleurs facile à calculer, car, le volume restant sensiblement constant, elle varie en raison inverse de la section. Ces considérations expliquent pourquoi nous avons six courbes du côté des tractions, et trois seulement du côté des compressions, pour 15°.

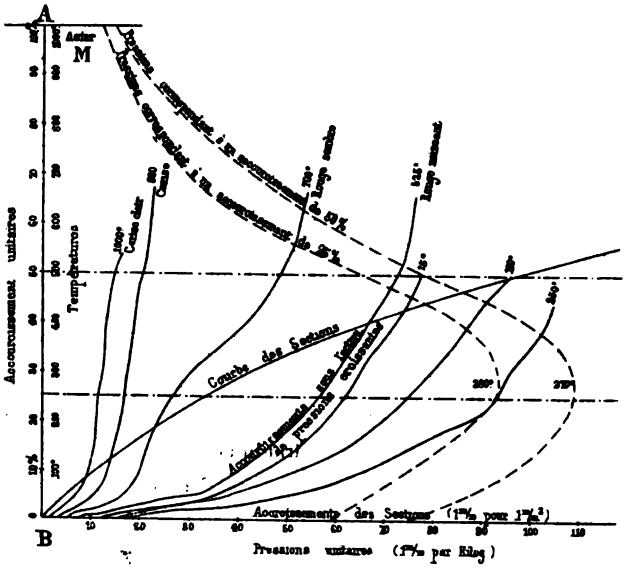
L'ensemble des courbes de la figure 12 définit bien les variations de forme, à la température ordinaire, d'une barre de cuivre sous l'action d'un couple antagoniste de forces parallèles à son axe. On peut remarquer que pour les compressions, dont nous nous occupons spécialement, la courbe des accourcissements rapportée aux pressions unitaires sur la section déformée $p' = \frac{P}{s'}$ se compose de deux lignes sensiblement droites avec un raccord assez brusque, qui est d'ailleurs mal défini, faute d'instruments assez précis pour bien déterminer la limite de l'élasticité.

Nous avons également fait des essais de compression et de traction avec deux échantillons d'acier, M et N, à diverses températures. Les courbes des figures 13 et 14 résument les résultats obtenus, et indiquent bien la marche des phénomènes; malheureusement la mesure des températures n'était pas très précise, ce qui explique certaines anomalies.

Quoi qu'il en soit, on voit que la résistance augmente progressivement avec la température jusque vers 300°, pour diminuer ensuite d'une façon continue. A 500° environ, la résistance est à peu près la même qu'à 15°, c'est donc au-

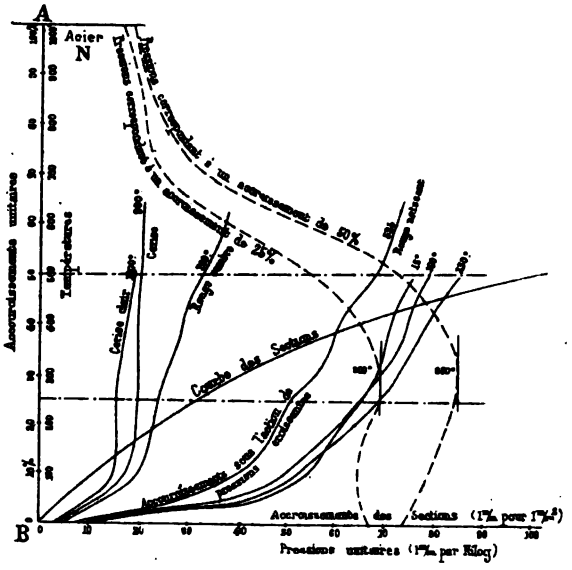
dessus de cette température qu'il faut écraser le rivet; à partir de 800° envi-

Fig. 13. — Déformation par compression à diverses températures.



ron, la résistance est faible, et varie moins rapidement que de 500° à 800°.

Fig. 14. — Déformation par compression à diverses températures.



On remarque, comme pour le cuivre, que les courbes de déformation com-

posées de parties plates peuvent facilement se décomposer en portions de lignes droites, surtout lorsque la température est élevée. Chaque portion de ligne droite constitue une période ou phase [1] de déformation.

Il résulte de ces courbes que les pressions unitaires $p = \frac{P}{s}$, à appliquer sur les sections primitives pour les doubler à diverses températures, sont données par les chiffres suivants :

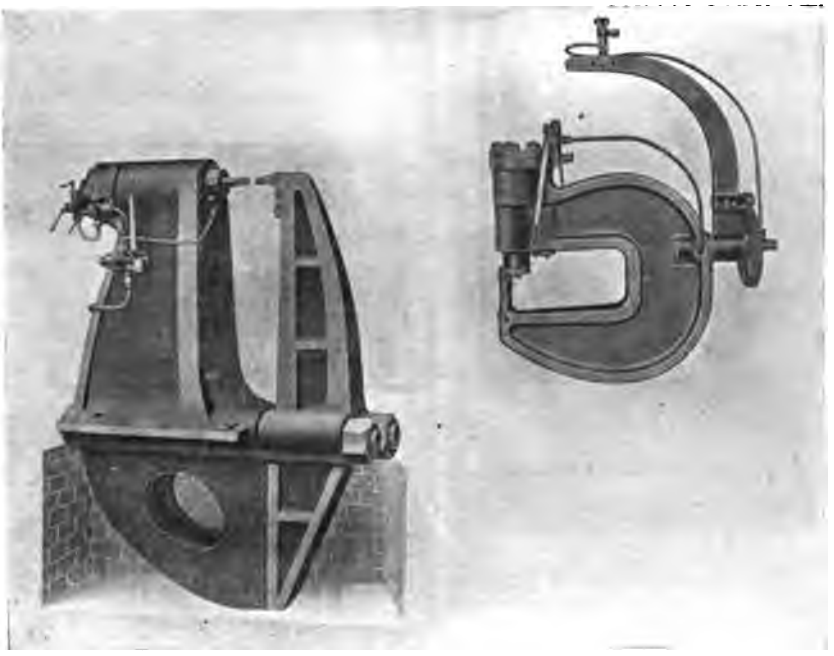
	Températures.						
	15°.	100°.	255°.	525°.	700°.	900°.	1000°.
Acier M.....	$p = 157^k$	187^k	200^k	147^k	98^k	41^k	30^k
Acier N.....	$p = 153^k$	159^k	171^k	136^k	68^k	42^k	40^k

Étudions maintenant l'outillage employé pour river.

Riveuses statiques. — D'une façon générale, les machines à poinçonner peuvent également servir à river; dans les deux cas il faut un bâti en forme

Riveuses hydrauliques.

Fig. 15. — Grand type. Fig. 16. — Type mobile.



de C, portant sur une de ses branches un organe disposé pour pousser sur

[1] Nous adoptons l'expression *phase de déformation* pour éviter toute confusion avec les périodes de temps Δt.

l'objet à poinçonner ou à river, qui est appuyé sur l'autre branche. On peut donc employer pour river les C à main et les poinçonneuses d'atelier; on l'a même fait quelquefois, mais il faut prendre des précautions pour ne pas fatiguer le bâti, ce qui arriverait notamment pour les machines à course fixe, si la longueur du rivet était trop grande. Les riveuses hydrauliques sont de beaucoup les plus répandues et les plus commodes. On construit des types d'atelier fixes et des types de chantier mobiles de différentes puissances.

Dans les ateliers de construction de chaudières, les riveuses fixes rendent de très grands services. Dans les chantiers de construction de ponts métalliques, les poutres étant composées de matériaux droits et de largeur modérée, les riveuses mobiles sont également d'un bon emploi, mais dans les chantiers de construction de navires, les tôles étant généralement larges et souvent courbes, la riveuse doit avoir plus de portée, ce qui augmente son poids, et elle doit prendre les positions les plus variées, ce qui rend la manœuvre plus délicate; il en résulte que, malgré les efforts tentés à diverses reprises, l'emploi des riveuses hydrauliques sur les cales de construction s'est peu répandu.

On construit des riveuses pneumatiques à pression, analogues aux riveuses hydrauliques, mais dans lesquelles la faiblesse de la pression de l'air par rapport à celle de l'eau est rachetée par un levier multiplicateur interposé entre le piston et la bouterolle.

Des essais de riveuses avec moteur électrique ont également été tentés, mais sans grand succès jusqu'ici.

Outils pour le rivetage dynamique. — Les chaudronniers ont toujours employé, pour river, le marteau à bras agissant par chocs répétés; dans ces conditions, l'outillage est simple, économique, facile à transporter; il se prête à travailler dans les positions les plus variées, mais la mise en place d'un rivet demande un temps assez long, et dépense beaucoup de main-d'œuvre. L'équipe se compose de deux riveurs armés de marteaux et d'un aide ou teneur de tas; il faut en outre chauffer les rivets, et les apporter aux riveurs. Le tas agit par sa masse et par la pression qu'on exerce sur lui, soit directement, soit à l'aide d'un levier, pour le ramener à sa place entre deux coups de marteau. La figure 17 représente les deux modèles de marteaux, et les deux genres de tas que nous employons dans nos chantiers pour le rivetage à bras.

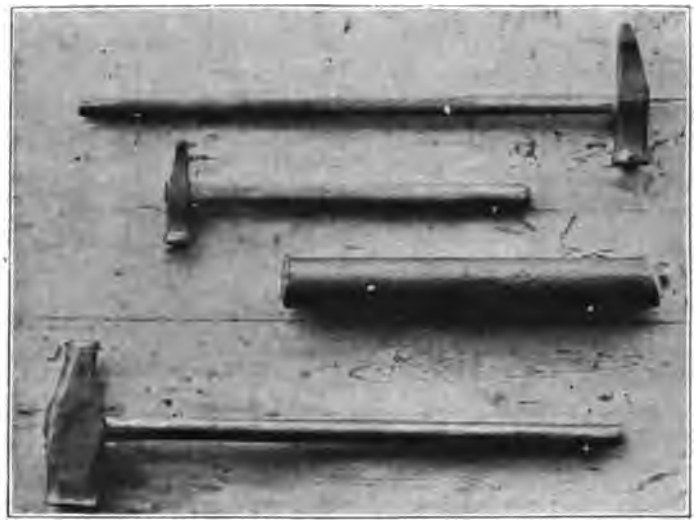
Ils ont les dimensions et les poids suivants :

		MARTEAUX A RIVER.	
		Petit.	Gros.
Poids	partie métallique seule.....	1^{kg}	$2^{kg},5$
	marteau emmanché.....	$1^{kg},3$	$3^{kg},1$
Longueurs	du marteau.....	$0^{m}.15$	$0^{m},20$
	du manche.....	$0^{m},50$	$0^{m},85$

	TAS POUR RIVETS DE 20mm.	
	Ordinaire.	A levier.
Poids	18kg	13kg
Longueur du manche	»	0m,80

Le choc du marteau à bras est trop instantané pour écraser le rivet d'un seul coup, comme la riveuse hydraulique, et trop faible pour produire l'écrasement du métal sur toute la section en même temps. Il est nécessaire de

Fig. 17. — Outils à bras.



Marteaux.

Tas.

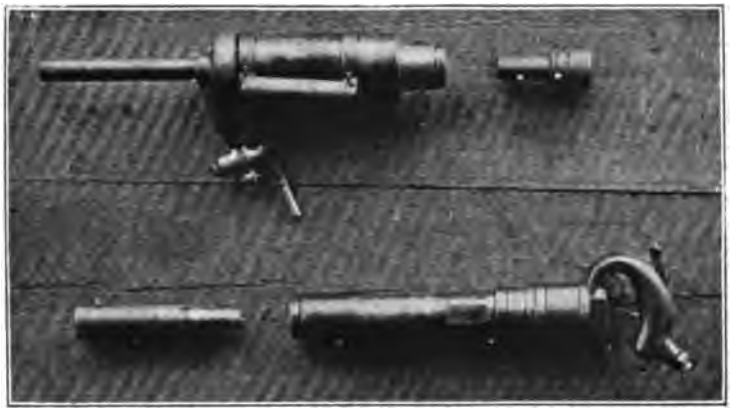
s'y reprendre à plusieurs fois, et de varier le point d'impact, pour éviter qu'il se produise un plat, dont la surface serait assez grande pour résister au coup de marteau. Les chiffres suivants indiquent le nombre de coups et le temps nécessaire pour écraser un rivet de 20mm en acier.

	NOMBRE DE COUPS.	DURÉE.
Écrasement proprement dit (2 riveurs)	119	59s
Finissage	17	15s
Total	136	1m 14s

Marteaux à air comprimé. — On voit par ce qui précède que la puissance et la production du rivetage à bras sont assez limitées, et que le prix de revient est élevé, surtout lorsque la main-d'œuvre est chère. De plus, à certains moments de la construction, il serait utile d'employer 300 hommes et plus au rivetage d'un grand navire, et il est quelquefois difficile de les réunir; telles sont les raisons qui ont fait chercher un marteau mécanique

assez puissant tout en restant maniable. Le problème a été étudié en Amérique, en employant l'air comprimé comme moteur; on peut dire qu'il est résolu, et que maintenant le marteau pneumatique est réellement satisfaisant.

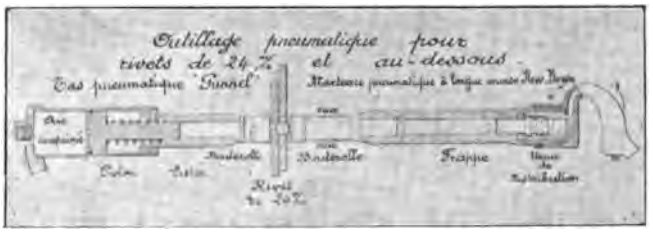
Fig. 18. — Outils pneumatiques.



Tas.

Marteau.

Fig. 19.



Le marteau pneumatique a la forme d'un pistolet, le canon unique renferme une frappe animée d'un mouvement alternatif très rapide, sous l'action de l'air comprimé, qui est distribué par un tiroir annulaire; le coup ne porte pas directement sur le rivet, mais sur une bouterolle cylindrique interposée. Le riveur tient le marteau à deux mains, il l'appuie et le déplace sur l'extrémité du rivet, pendant tout le temps qu'il fonctionne; en même temps, la tête du rivet est appuyée très énergiquement par un tas pneumatique, qui se compose d'un cylindre renfermant deux pistons concentriques séparés par un ressort; le premier porte la bouterolle, qui appuie sur la tête du rivet, et le second reçoit la pression de l'air. Les chiffres suivants sont relatifs à un marteau pour rivets de 24^{mm}.

		MARTEAU.	FRAPPE.	BOUTEROLLE.
Marteau.	Diamètre extérieur	55mm	27mm	27mm et 48mm
	Poussée de l'air à 6kg	"	34kg	"
	Longueur	500mm	100mm	125mm
	Poids	9kg,66	0kg,45	1kg,84
	Course	"	0m,20	"
Pression de l'air		"	7kg	"
Nombre de coups par minute		"	850 env.	"
Tas.	Poids du premier piston et de sa bouterolle	"	3kg,98	"
	Second piston. Diamètre	"	79mm	"
	Second piston. Poids	"	2kg,07	"
	Poussée de l'air à 7kg sur le piston.	"	343kg	"
	Cylindre. Hauteur totale	"	260mm	"
	Cylindre. Poids	"	5kg,02	"
	Poids total	"	11kg,07	"

Le diamètre de la frappe ne varie guère que de 1mm suivant les constructeurs, il est proportionné de façon à ce que l'homme résiste sans trop de fatigue à la poussée de l'air, dont la pression est d'environ 6kg à l'intérieur du cylindre. Cette pression ne s'exerce d'ailleurs pas d'une façon continue, en sorte que la poussée à exercer par le riveur dépend de la masse du marteau, qui emmagasine pour ainsi dire les efforts, et les régularise. Cet effet est assez difficile à constater, toutefois des mesures approximatives nous ont montré que l'effort à exercer, qui est de 30kg environ, lorsque le marteau est à l'état naturel, diminue de 5kg lorsqu'on le leste en lui ajoutant 20kg de poids. L'effet est très sensible pour le riveur.

La section de la frappe étant déterminée par la force de l'ouvrier, on ne dispose que de sa longueur et de sa course, pour faire varier la puissance du coup; le premier élément influe sur le poids et le second sur la vitesse de la frappe; en augmentant l'un ou l'autre, on augmente la puissance du marteau, mais on augmente en même temps sa longueur, qu'il ne faut pas exagérer, si l'on veut qu'il reste facile à manier. Plus le marteau a de masse, et moins il fatigue, par ses réactions, le riveur qui l'emploie, aussi a-t-on intérêt à le lester toutes les fois qu'on peut le faire sans fatigue pour l'ouvrier, par exemple lorsqu'on peut équilibrer le marteau lesté par un contre-poids.

La limite pratique des rivets que le marteau pneumatique portatif peut mettre en place, est à peu près la même que pour le marteau à bras. Ce dernier paraît avoir même plus de coup que le marteau pneumatique, si l'on en juge par l'expérience suivante faite en frappant sur un tas pneumatique dont on mesurait le recul.

		MARTEAU à bras.	MARTEAU pneumatique.	RAPPORT.
Recul observé en frappant sur un	rivet froid	12,5	3,9	3,2
	rivet chaud	4,5	1,4	3,2
	rapport	2,8	2,8	"

Mais le marteau à bras opère moins vite, en sorte que le rivet a plus de temps pour refroidir.

On peut encore établir la comparaison de la manière suivante :

La vitesse du marteau pneumatique résulte de la pression qu'il supporte pendant sa course.

$$v_0 = \sqrt{2g'c} = 17^m \text{ au maximum}, \qquad P = 0^{kg},45, \qquad \text{d'où} \qquad Pv_0 = 7,65.$$

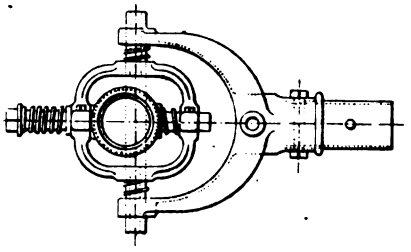
Le marteau à bras frappe à peu près un coup par seconde, mais sa course est beaucoup plus grande,

$$v'_0 = 4^m,50 \text{ environ}, \qquad P = 2^{kg},5. \qquad \text{d'où} \qquad Pv'_0 = 11,25.$$

La quantité de mouvement du marteau à bras est donc plus grande que

Fig. 20. — Riveuse pneumatique de carène.

Fig. 21. — Cadre à la Cardan.



celle du marteau pneumatique, et ce dernier emploie une bouterolle, qui entraîne une perte sensible.

Pour les carènes de navires, les rivets sont gros, et il faut souvent, pour les river, frapper de bas en haut, position désavantageuse ; nous avons essayé pour ce travail des marteaux plus puissants.

Frappe.	Diamètre extérieur	45^{mm}
	Section	1690^{mm^2}
	Poussée de l'air à 6^{kg}	$101^{kg},4$
	Longueur	175^{mm}
	Course	156^{mm}
	Poids	$2^{kg},1$
	Nombre de coups par minute	720
	$P \times v_0$. Environ	25

Ils sont montés sur un double cadre formant un joint Cardan, avec du jeu suivant les axes, en sorte que l'outil peut se deplacer non seulement en direction, mais encore dans tous les sens parallèlement à la surface de la carène, ce qui permet de promener la bouterolle sur la tête du rivet en l'inclinant à volonté. Le cadre à la Cardan est disposé à l'extrémité d'un bras radial formé par un tube en acier, dont le pivot est relié à un autre tube, qui glisse dans deux colliers fixés sur la carène, et dont l'extrémité opposée à la riveuse porte une béquille, qui s'appuie sur la carène. Dans ces conditions l'outil pneumatique décrit une circonférence, dont le centre se déplace suivant une droite, ce qui lui permet de desservir une grande surface, en sorte que les démontages de l'appareil sont peu fréquents. Cet outil est assez brutal, les ouvriers lui préfèrent un marteau lesté, suspendu et équilibré par un contrepoids.

Expériences comparatives. — Dans une étude fort instructive sur la chaudronnerie (1), M. Frémont a comparé le travail mécanique dépensé par le rivetage, suivant qu'on emploie le marteau à bras ou une machine à pression continue. Il a trouvé les résultats suivants :

RIVETAGE AU MARTEAU.

RIVETS.		TRAVAIL EN KILOGRAMMÈTRES.					RAPPORTS.	
Diamètre en millimètres D.	Section en millimètres carrés. S.	Martelage.	Bouterollage.	Total. T.	Par millimètre carré. $\frac{T}{S}$.	Temps moyen en secondes t.	$\frac{T}{t}$.	$\frac{t}{S}$.
12	113	20	86	106	1	12	8,80	0,106
14	154	35	145	180	1,2	15	12,00	0,097
16	201	55	220	275	1,4	18	15,27	0,088
18	254	80	320	400	1,6	20	20,00	0,078
20	314	115	453	568	1,8	25	22,72	0,079
22	380	150	600	750	2	30	25,00	0,078
25	491	220	880	1100	2,2	40	27,50	0,081

(1) *Bulletin de la Société des Ingénieurs civils de France*, novembre 1897.

« L'écrasement du rivet se faisant par chocs successifs, exige un espace de temps très sensible, variable avec la section du rivet, la dureté de la matière dont il est formé, la température qu'il possède pendant l'écrasement.

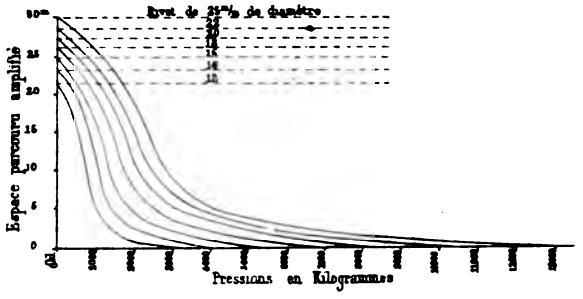
» Pour atténuer l'effet nuisible du refroidissement du rivet par conductibilité, il faut frapper vite et fort, d'où il suit qu'il y a souvent économie à mettre un frappeur de plus, et à placer les ouvriers à leur aise sur un échafaudage solide et commode. »

RIVETAGE A LA MACHINE.

RIVETS.		TRAVAIL EN KILOGRAMMÈTRES.			
Diamètre du rivet en millimètres D.	Surface de la section en millimètres carrés S.	Total T.	Par millimètre carré $\frac{T}{S}$.	Pression finale en kilogrammes P.	$\frac{P}{S}$.
12	113	16	0,141	3200k	28,31
14	154	24	0,156	4000	25,97
16	201	33	0,165	5500	27,34
18	254	45	0,177	7000	27,55
20	314	60	0,190	8500	27,07
22	380	75	0,198	10500	27,63
25	491	100	0,203	13500	27,49

Ce tableau résume les résultats des calculs faits sur les diagrammes de pression (*fig.* 22), obtenus en mesurant les efforts employés pour écraser des rivets de 12mm, 14mm, 16mm, 18mm, 20mm, 22mm et 25mm de diamètre de tiges.

Fig. 22.



Ces efforts ont été déterminés à l'aide d'une machine à river à bras; on agissait sur un grand levier au moyen d'une corde, dont on mesurait la tension à l'aide d'un dynamomètre.

« En comparant le travail $\frac{T}{S}$ dépensé dans chacun des deux modes de rivetage, on constate une disproportion qu'on était loin de prévoir : il faut, en

chiffres ronds, dix fois moins de travail par la compression que par le martelage ; en voici les causes :

» Le peu d'inertie du tas (malgré la pression exercée par l'ouvrier au moyen du levier, auquel il donne le plus d'abatage possible), et l'élasticité de la tôle à river occasionnent une perte de travail très variable, qu'on peut estimer, en moyenne, à 20 pour 100, car dans une série d'essais j'ai trouvé 14 à 32 pour 100.

» Dans le bouterollage, le travail du coup de marteau est transmis à la tête du rivet par l'intermédiaire de la bouterolle tenue à la main par le chef riveur; il y a, du fait de l'intervention de cet outil, une nouvelle perte de force vive de 10 à 15 pour 100.

» Si donc on tient compte de ces deux premiers coefficients, on trouve, dans le rivetage au marteau, une perte de 30 à 35 pour 100.

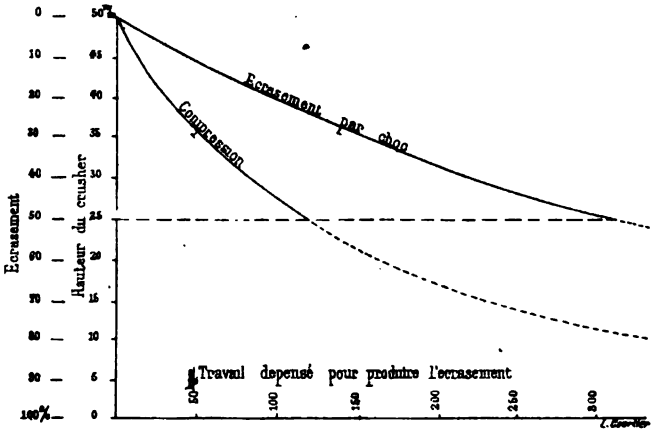
» Il y a surtout une perte de travail occasionnée par le refroidissement, par rayonnement et par conductibilité, pendant tout le temps du martelage.

» Il n'est pas possible de mesurer directement cette perte; mais en essayant, par une série de tâtonnements, d'exécuter un rivetage d'un seul coup de marteau pilon, j'ai trouvé qu'il fallait une masse tombante de 115^{k} avec une chute de $1^{m},75$, soit $T = 200^{kgm}$, pour écraser un rivet de 25^{mm} de diamètre, environ $0^{kgm},4$ par millimètre carré de section.

» Or, en déduisant les 30 pour 100 que j'ai indiqués, des $2^{kgm},2$ nécessaires par millimètre carré pour le rivet de 25^{mm}, il reste $1^{kgm},6$, soit quatre fois le travail dépensé pour river par un seul coup de mouton.

» Il faut ainsi, quand on réduit le temps assez pour supprimer presque complètement le refroidissement, $0^{kgm},4$ par millimètre carré pour faire un

Fig. 23.



rivet de 25^{mm}, quand on l'écrase par choc rapide, et $0^{kgm},2$ par millimètre carré quand on rive par compression rapide.

» Les lois qui régissent le rapport du choc à la compression ne sont pas

connues : pour établir ce rapport en ce qui concerne le fer chaud, j'ai expérimenté sur des cylindres de fer chauffés à blanc, et ayant 35^{mm} de diamètre et 50^{mm} de hauteur; la figure 23 donne deux diagrammes, celui du travail dépensé pour écraser ce cylindre par la compression, et celui du travail dépensé pour l'écraser par le choc, le rapport est au moins du simple au double; cela explique bien le résultat que je viens d'indiquer.

» Ces essais portent tous sur des rivets en fer.

» Les chiffres sont plus élevés de 20 pour 100 environ quand le métal est du fer fondu ou acier doux. »

Ces données expérimentales sont fort intéressantes, nous chercherons à les expliquer.

III. — CHOC ÉLASTIQUE.

La théorie générale du choc présente de très grandes difficultés, de même que celle du martelage, aussi nous contenterons-nous d'étudier un cas simple, qui se rapproche de celui du rivetage. Nous chercherons à analyser le choc d'un marteau sur l'extrémité d'une longue barre, et nous supposerons d'abord que la limite de l'élasticité n'est pas dépassée.

Dans une autre étude ([1]), nous avons montré que :

1° La théorie classique du choc s'applique au cas de deux solides invariables séparés par un ressort ou tampon de choc, dont la masse est négligeable ;

2° La théorie nouvelle s'applique au cas de deux solides élastiques sans tampon de choc interposé;

3° Les solides naturels, comme les métaux, sont en réalité des solides élastiques munis d'une enveloppe protectrice faisant l'office de tampon de choc; mais, cette enveloppe étant très mince, son influence, prépondérante lorsque le choc est faible, diminue d'importance à mesure que son intensité augmente, et devient négligeable lorsque la vitesse ou la masse des corps qui se rencontrent est considérable.

4° Le bombé et le dépoli des surfaces agissent à la façon d'un ressort, et font, dans une certaine mesure, l'effet d'un tampon de choc.

Il en résulte que le choc des solides naturels tient à la fois des deux cas extrêmes étudiés par la théorie classique et la théorie nouvelle, et peut se rapprocher davantage de l'un ou de l'autre suivant les circonstances. Partant de là, nous étudierons successivement :

A. Le choc de deux solides invariables, avec tampon interposé;

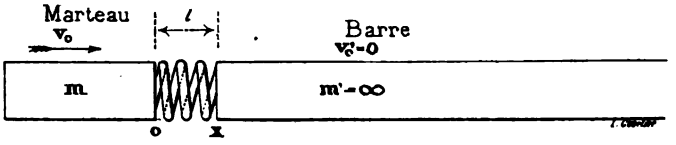
([1]) *Les Théories du choc et l'expérience* (*Bulletin de l'Association Technique Maritime.* Session 1903, p. 201).

B. Le choc de deux solides élastiques, sans tampon interposé;
C. Le choc de deux solides naturels.

A. — Choc de deux solides invariables avec tampon interposé.

L'étude du choc de deux solides invariables avec tampon interposé est du domaine de la mécanique rationnelle, et les formules usuelles de la théorie classique lui sont applicables. Si l'on connaît la loi de compression du ressort, on peut trouver les équations du mouvement de chacun des corps, et par la suite toutes les circonstances du mouvement.

Fig. 24.



Examinons un cas simple, celui d'un marteau cylindrique de masse m venant frapper sur un ressort, supposé sans masse ou de masse négligeable, appuyé sur une barre cylindrique de longueur indéfinie, et, par suite, de masse infinie $m' = \infty$.

Le phénomène se compose évidemment de deux périodes : la première pendant laquelle le ressort se comprime progressivement en réagissant sur le marteau et sur la barre, cette réaction amortit la vitesse du marteau jusqu'à ce qu'elle devienne nulle, mais elle ne saurait communiquer une vitesse sensible à la barre, dont la longueur et la masse sont infinies; pendant la seconde période, le ressort se détend en continuant à réagir sur le marteau et sur la barre, celle-ci reste toujours immobile, et le marteau reprend progressivement la vitesse qu'il avait perdue, si bien qu'à la fin de cette période il a une vitesse égale et de sens contraire à celle qu'il avait primitivement. On peut d'ailleurs trouver la durée de chaque période et la grandeur de la résistance maxima R du ressort, mais nous ne nous occuperons que de cette résistance.

Supposons que la résistance r du ressort soit proportionnelle à son accourcissement

$$r = \mathrm{K}x.$$

Pour trouver les valeurs maxima de la résistance R et de la flexion ou accourcissement du ressort, il suffit d'appliquer le théorème des forces vives

$$\frac{mv_0^2}{2} = \int_0^{\mathrm{X}} r\,dx,$$

mais

$$r = \mathrm{K}x,$$

d'où

$$\frac{mv_0^2}{2} = K\int_0^X x\,dx = \frac{KX^2}{2} = \frac{R^2}{2K},$$

si le ressort n'a pas de tension initiale. On en conclut pour l'effort maximum développé par le choc

$$R = KX = v_0\sqrt{Km} = \sqrt{K}\,v_0\sqrt{m}$$

et

$$X = v_0\sqrt{\frac{m}{K}} \qquad \text{et} \qquad R = v_0\sqrt{Km}.$$

Supposons maintenant que le ressort soit un gaz parfait, m et m' formant piston dans un tube qui dépasse l'extrémité de la barre d'une longueur l. Alors, d'après la loi de Mariotte, et en négligeant l'échauffement du gaz, le produit pv ou $r(l-x)$ est constant; on a donc

$$r = \frac{K'}{l-x} \qquad \text{et} \qquad R = \frac{K'}{l-X};$$

appliquons encore le théorème des forces vives, il vient :

$$\frac{mv_0^2}{2} = \int_0^X r\,dx = K'\int_0^X \frac{dx}{l-x} = -K'\mathcal{L}\left(\frac{l-X}{l}\right),$$

d'où

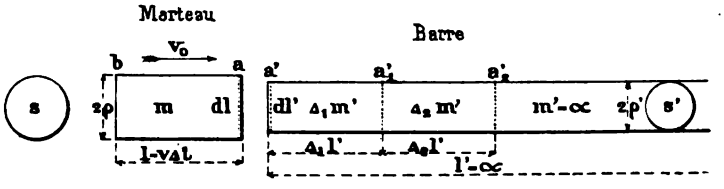
$$\mathcal{L}\left(\frac{l-X}{l}\right) = -\frac{mv_0^2}{2K'}, \qquad \text{d'où} \qquad X = l\left(1-e^{\frac{-mv_0^2}{2K'}}\right) \qquad \text{et} \qquad R = \frac{K'}{le^{\frac{-mv_0^2}{2K'}}}.$$

On voit que les valeurs de X et de R dépendent de la loi du ressort; on trouverait qu'il en est de même de la durée des périodes; quant aux vitesses finales de m et m', elles n'en dépendent pas; toute la force vive qui se trouvait sous le marteau avant le choc s'y retrouve après; la barre n'a qu'une action de présence, elle n'est nullement influencée par le choc. Nous verrons qu'il n'en est pas de même pour les solides élastiques.

B. — Choc de deux corps élastiques sans tampon interposé.

Considérons un marteau, animé d'une certaine vitesse, qui vient frapper l'extrémité d'une longue barre au repos. Supposons que le marteau et la

Fig. 25.



barre sont des cylindres droits, et qu'ils ont même axe, leur section et la matière qui les compose pouvant être identiques ou différentes.

La situation avant le choc est la suivante :

	MARTEAU.		BARRE.
Vitesse initiale	v_0		0
Longueur	l		$l' = \infty$
Section	$s = \pi\rho^2$		$s' = \pi\rho'^2$
Densité	d		d'
Masse	$m = \frac{sld}{g}$		$m' = \infty$
Coefficient d'élasticité	E		E'
Limite élastique	p_ε	>	p'_ε

Nous supposerons que les bases du marteau et de la barre sont parfaitement polies, et rigoureusement normales à l'axe des cylindres, de façon à ce que le contact ait lieu simultanément sur toute leur surface. Nous ne tiendrons compte, ni de l'état particulier de la couche superficielle, ni de la couche d'air condensé, dont l'influence est d'autant moindre que la vitesse est plus grande.

Dans ces conditions, les résultats du choc sont les suivants :

Pression au contact. — Lorsque la panne du marteau rencontre la base de la barre, les deux surfaces, que nous supposerons d'abord égales,

$$s = s',$$

appuient l'une sur l'autre. Comme la réaction est toujours égale à l'action, les pressions totales ou unitaires, que chacune des surfaces exerce sur l'autre, sont égales entre elles :

$$P = P' \quad \text{et} \quad p = p'.$$

Toutes les parties de chaque section transversale du marteau et de la barre se trouvent, d'après ce qui précède, dans des conditions identiques, les pressions et les déformations se transmettent forcément de proche en proche, par tranches, avec la vélocité propre à la nature de la matière composant chacun des corps en présence [1] :

$$V = \sqrt{\frac{gE}{d}}.$$

Si la section du marteau est plus grande que celle de la barre $s > s'$, mais que, d'une part, la différence ne soit pas trop considérable, et que, d'autre part, la matière du marteau soit assez raide pour qu'on puisse négliger les flexions transversales, qui agissent à la façon d'un ressort interposé, on peut supposer que les choses se passent comme s'il existait entre les deux corps

[1] *Déformation des solides sous l'action de forces parallèles* (*Bulletin de l'Association Technique Maritime*, 1904, p. 201).

un plan absolument rigide répartissant uniformément les efforts sur chacune des deux bases, en sorte que la pression se transmet encore par tranches. Dans ces conditions, les pressions totales au contact sont toujours les mêmes, et les pressions unitaires sont en raison inverse des sections :

$$P = P' \quad \text{ou} \quad P = ps = p's' = P',$$

d'où

$$\frac{p}{p'} = \frac{s'}{s}.$$

Par le fait qu'elles sont au contact et qu'elles ne peuvent se pénétrer, les couches superficielles du marteau et de la barre prennent forcément la même vitesse; les pressions égales et contraires qui s'exercent entre elles compriment la matière, modifient sa vitesse et la mettent en tension, comme nous l'avons indiqué dans une note précédente [1]. Il en résulte qu'après un temps dt très court, la situation est la suivante :

	MARTEAU.		BARRE.
Pression d'impact, égale et contraire à la résistance à la pénétration.....	$\rightarrow P$.	$=$	$R \leftarrow$
Pression unitaire et tension intérieure.	$p = \frac{P}{s}$		$p' = \frac{P}{s'}$
Accourcissement unitaire correspondant.....	$a = \frac{P}{sE} = \frac{p}{E}$		$a' = \frac{P}{s'E'} = \frac{p'}{E'}$
d'où.....	$P = R = saE = s'a'E'$		
Allongement transversal unitaire.....	$b = \sigma a = \sigma \frac{p}{E}$		$b' = \sigma a' = \sigma \frac{p'}{E'}$
Accroissement de la section.....	$s_1 = s(1 + 2\sigma a)$		$s'_1 = s'(1 + 2\sigma a')$
Vitesse acquise par la matière au choc.	$w = p\sqrt{\frac{g}{dE}}$		$w' = p'\sqrt{\frac{g}{d'E'}}$
Vélocité des pressions et de leurs effets.....	$V = \sqrt{\frac{gE}{d}}$		$V' = \sqrt{\frac{gE'}{d'}}$
Temps considéré.....		dt	
Longueur de la partie influencée.....	$dl = V\,dt$		$dl' = V'\,dt$
Masse de la partie influencée.....	$dm = \frac{s \times V\,dt \times d}{g}$		$dm' = \frac{s' \times V'dt \times d'}{g}$
Vitesse finale commune.....	$u = w' = \frac{P}{s'}\sqrt{\frac{g}{d'E'}}$		
Impulsion commune égale aux variations de quantités de mouvement...	$P\,dt = dm(v_0 - u) = dm'(u - 0)$ ou $P = \frac{dm}{dt}(v_0 - u) = \frac{dm'}{dt}(u - 0)$		

[1] *Déformation des solides sous l'action de forces parallèles* (*Bulletin de l'Association Technique Maritime*, 1904, p. 201).

Si nous posons

$$\frac{dm}{dt} = \frac{sVd}{g} = \mu \qquad \text{et} \qquad \frac{dm'}{dt} = \frac{s'V'd'}{g} = \mu',$$

μ et μ' représentent les masses du marteau et de la barre, influencées dans l'unité de temps, il vient

$$P = R = \mu(v_0 - u) = \mu'(u - o);$$

de cette double égalité on conclut d'abord :

$$u(\mu - \mu') = v_0\mu \qquad \text{ou} \qquad u = v_0\frac{\mu}{\mu + \mu'};$$

portant cette valeur dans l'équation précédente il vient :

$$P = R = v_0\frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'},$$

on peut encore écrire

$$u = v_0\frac{\mu}{\mu + \mu'} = v_0 \left[1 - \frac{\mu'}{\mu} + \left(\frac{\mu'}{\mu}\right)^2 - \left(\frac{\mu'}{\mu}\right)^3 + \ldots\right],$$

$$P = R = v_0\frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'} = v_0\mu'\left[1 - \frac{\mu'}{\mu} + \left(\frac{\mu'}{\mu}\right)^2 - \left(\frac{\mu'}{\mu}\right)^3 + \ldots\right].$$

Cette nouvelle forme des valeurs de u et de P présente surtout de l'intérêt lorsque le marteau a plus de section et de résistance que la barre, car alors le rapport $\frac{\mu'}{\mu} = \alpha$ peut être assez petit pour que ses puissances supérieures au premier degré soient négligeables, dans ce cas

$$u = v_0(1 - \alpha) \qquad \text{et} \qquad P = v_0\mu'(1 - \alpha),$$

si α lui-même est négligeable, alors

$$u = v_0 \qquad \text{et} \qquad P = v_0\mu',$$

Remarquons d'ailleurs que

$$\alpha = \frac{\mu'}{\mu} = \frac{s'V'd'}{sVd} = \frac{s'd'\sqrt{\frac{gE'}{d'}}}{sd\sqrt{\frac{gE}{d}}} = \frac{s'\sqrt{d'E'}}{s\sqrt{dE}},$$

et si $d' = d$ il vient :

$$\alpha = \frac{s'\sqrt{E'}}{s\sqrt{E}};$$

en pratique la densité de deux qualités d'acier ou de deux masses d'acier, même à des températures différentes, diffère peu, en sorte qu'on peut prendre cette valeur simplifiée.

Les effets du choc se transmettent par tranches transversales de part et d'autre du plan de contact, avec des vélocités V et V', et la matière des deux corps arrive progressivement à prendre la même vitesse u, la pression au contact ralentissant l'un, tandis qu'elle accélère l'autre.

Le temps très court $\Delta t = \frac{l}{V}$, que la pression et ses effets mettent à parcourir la longueur du marteau, constitue évidemment une période importante du phénomène, qui en comporte plusieurs, savoir

$$\Delta_1 t = \Delta_2 t = \Delta_3 t = \Delta_4 t \ldots.$$

$\Delta_1 t$. — Pendant toute la première période, les effets du choc se propagent sans changer d'intensité; à la fin, c'est-à-dire après un temps

$$\Delta_1 t = \frac{l}{V} = l\sqrt{\frac{d}{gE}},$$

le marteau se ressent du choc sur toute sa longueur l, et la barre sur une partie seulement de la sienne

$$\Delta_1 l' = V'\Delta_1 t = l\frac{V'}{V} = l\sqrt{\frac{dE'}{d'E}},$$

les masses impressionnées sont donc

$$m = \frac{s \times V\Delta_1 t \times d}{g} = \frac{sld}{g},$$

$$\Delta_1 m' = \frac{s' \times V'\Delta_1 t \times d'}{g} = \frac{s'\Delta_1 l' \times d}{g};$$

elles ont même vitesse :

$$v_1 = v'_1 = u_1 = v_0 \frac{\mu}{\mu + \mu'},$$

leurs compressions unitaires sont

$$p_1 = \frac{P_1}{s} = \frac{v_0}{s}\frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'}, \qquad p'_1 = \frac{P_1}{s'} = \frac{v_0}{s'}\frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'},$$

les accourcissements unitaires dans le sens de la longueur sont

$$a_1 = \frac{p_1}{E} = \frac{v_0}{sE}\frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'} = \frac{v_0}{V}\frac{\mu'}{\mu + \mu'}, \qquad a'_1 = \frac{p'_1}{E'} = \frac{v_0}{V'}\frac{\mu}{\mu + \mu'},$$

et les allongements unitaires transversaux :

$$b = \sigma a_1, \qquad b' = \sigma a'_1.$$

La quantité de mouvement mv_0 est répartie entre le marteau et la barre proportionnellement aux masses influencées

$$mv_0 = (m + \Delta_1 m')u;$$

en portant dans le second membre les valeurs de $\Delta_1 m'$ et de u, on constate que cette équation est bien satisfaite.

Quant à la force vive initiale $\frac{mv_0^2}{2}$, elle se transforme en partie en travail de compression élastique, et le tout se partage entre le marteau et la barre comme suit :

$$\frac{mv_0^2}{2} = \frac{(m + \Delta_1 m')u^2}{2} + P(la + \Delta_1 l'a'),$$

égalité qu'il est également facile de vérifier.

$\Delta_2 t$. — Pendant la deuxième période, le marteau, comprimé sur toute sa longueur, se détend vers la gauche, où la matière ne trouve pas de résistance; à l'onde comprimée allant de a en b (*fig.* 25) succède une onde déprimée allant de b en a; la seconde détruit la compression de la première, elle ramène la matière à son état naturel, et réduit la vitesse de la même quantité $v_0 - u$ que la première, en sorte que $v_2 = v_0 - 2(v_0 - u) = 2u - v_0$.

Pendant toute la durée $\Delta_2 t$ de cette seconde période, la pression au plan de contact reste la même que pendant la première période; il en résulte que, dans la barre, l'onde comprimée continue à se propager vers la droite de a'_1 en a'_2, et la matière prend la même compression et la même vitesse que pendant la première période sur une longueur $a'_1 a'_2 = a' a'_1$.

A la fin de la seconde période, après un temps

$$\Delta_1 t + \Delta_2 t = 2\Delta_2 t = 2l\sqrt{\frac{d}{gE}},$$

le marteau est revenu à son état naturel, comme dimensions et comme tension, il a une vitesse

$$v_2 = -(v_0 - 2u) = -v_0\left(1 - \frac{2\mu}{\mu + \mu'}\right) = v_0\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}$$

qui est nulle si $\mu' = \mu$.

Quant à la barre, elle est impressionnée sur une longueur

$$\Delta_1 l' + \Delta_2 l' = 2V'\Delta t = 2l\frac{V'}{V} = 2l\sqrt{\frac{d'E'}{dE}},$$

et comme la vitesse, la compression unitaire, les déformations longitudinale et transversale restent les mêmes pendant les deux périodes, il en résulte que, pour elle, les effets du choc à la fin de la seconde période sont les mêmes qu'à la fin de la première, mais ils s'étendent sur une longueur double.

En résumé, la seconde période du choc est une période de détente pour le marteau, et une période de compression analogue à la première pour la barre. Cette double période ayant une grande importance, il est bon de résumer les phénomènes dont le marteau et la barre sont le siège pendant sa durée.

Pendant le temps $\Delta_1 t$.

Le marteau se comprime progressivement, et perd de la vitesse de droite à gauche.	La barre se comprime progressivement, et gagne de la vitesse de gauche à droite.

Pendant le temps $\Delta_2 t$.

Le marteau se détend, et continue à perdre de la vitesse de gauche à droite.	La barre continue à se comprimer, et à gagner de la vitesse de gauche à droite.

Avant d'étudier ce qui se passe après le temps $\Delta_1 t + \Delta_2 t$, il est nécessaire de préciser la situation à la fin de la seconde période. Le marteau est détendu, et sa vitesse n'est plus qu'une fraction de ce qu'elle était au début,

$$v_2 = v_0 \frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}.$$

La vitesse de la barre, dans la partie influencée, est

$$v'_2 = u = v_0 \frac{\mu}{\mu + \mu'},$$

mais cette partie est en tension, et la compression élastique tend à disparaître avec la pression du marteau. La matière, en se détendant vers la gauche, prendrait dans cette direction une vitesse u égale et contraire à celle que le choc lui avait communiquée de gauche à droite, en sorte qu'elle reviendrait au repos.

La vitesse relative de l'avant du marteau et de l'arrière de la barre, après détente, serait donc

$$v_2 - 0 = v_0 \frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'};$$

cette vitesse peut être négative, nulle ou positive

$$v_2 < 0, \qquad v_2 = 0, \qquad v_2 > 0,$$

suivant que

$$\mu' > \mu, \qquad \mu' = \mu, \qquad \mu' < \mu,$$

ou encore

$$s'\sqrt{d'E'} > s\sqrt{dE}, \qquad s'\sqrt{d'E'} = s\sqrt{dE}, \qquad s'\sqrt{d'E'} < s\sqrt{dE};$$

trois cas différents sont donc à considérer.

I. $\mu' > \mu$. — Dans un temps donné, la masse influencée par le choc est plus grande dans la barre que dans le marteau; ou $s'\sqrt{d'E'} > s\sqrt{dE}$, la barre est plus résistante que le marteau, et se rapproche davantage du solide invariable, caractérisé par une valeur infinie du coefficient d'élasticité.

Le marteau rebondit, et se sépare de la barre; le choc est terminé.

La barre est parcourue de gauche à droite, par une onde comprimée.

La quantité de mouvement du marteau, qui était positive avant le choc, est

négative après; celle de la barre, qui était nulle au début, est supérieure, après le choc, à la quantité de mouvement que possédait le marteau avant le choc. Quant à la quantité de mouvement de l'ensemble du marteau et de la barre, elle reste constante avant, pendant et après le choc; les impulsions égales et contraires de la pression et de la réaction au contact la font passer d'un corps dans l'autre.

La force vive de l'ensemble, qui ne peut pas rester constante en même temps que la quantité de mouvement, se transforme momentanément en travail élastique, qui reparaît ensuite à l'état de force vive; l'énergie de l'ensemble reste toujours la même.

Il résulte de ce qui précède que la force vive du marteau, après le choc, ne peut pas être égale à ce qu'elle était avant, car l'onde qui parcourt la barre représente toujours une certaine quantité d'énergie. Il est donc impossible qu'un marteau rebondisse sur une barre, même de longueur infinie, à la hauteur de laquelle il est tombé, comme l'indiquent les formules usuelles.

II. $\mu' = \mu$. — Dans un temps donné, la masse influencée par le choc est la même dans la barre et dans le marteau. C'est ce qui a lieu notamment lorsque tous les deux ont même section et même matière.

Après la deuxième période $\Delta_2 t$, $v_2 = 0$, en sorte que le marteau et la barre restent au contact, sans exercer de pression l'un sur l'autre, le choc est terminé. Les résultats sont les suivants : le marteau a perdu sa vitesse, l'extrémité gauche de la barre s'est légèrement déplacée, et, de plus, la barre est parcourue par une onde comprimée, qui se propage de gauche à droite avec la vélocité V'.

Toute la quantité de mouvement du marteau est passée dans la barre, et se retrouve dans l'onde comprimée qui la parcourt.

III. $\mu' < \mu$. — Dans le même temps, la masse influencée par le choc est moindre dans la barre que dans le marteau; ou la barre est moins résistante que le marteau, $s'\sqrt{d'E'} < s\sqrt{dE}$.

Le marteau n'ayant pas perdu toute sa vitesse $v_2 > 0$ à la fin de la seconde période $\Delta_2 t$, l'extrémité de la barre n'est pas libre de se détendre complètement pour revenir au repos, comme elle le voudrait; il en résulte que le marteau et la barre continuent à réagir l'un sur l'autre en vertu de la différence de vitesse que leurs bases auraient si elles étaient libres :

$$v_2 - 0 = v_0 \frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}.$$

La pression qui en résulte est d'autant plus forte que la différence $\mu - \mu'$ est plus grande, c'est pour ainsi dire un nouveau choc qui se produit avec une vitesse moindre, et par suite une pression plus faible. Il convient de l'étudier.

$\Delta_3 t + \Delta_4 t$. — Cette pression se fait sentir, comme la précédente, pendant

deux périodes de temps,

$$\Delta_3 t = \Delta_4 t = \frac{l}{V}.$$

durant lesquelles le marteau se comprime et se détend, en perdant encore de la vitesse, tandis que la barre continue à en gagner.

Comme dans le choc la pression au contact est proportionnelle à la vitesse relative du marteau et de la barre, il vient

$$\frac{P_3}{P_1} = \frac{v_2}{v_0} = \frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'},$$

d'où

$$P_3 = P_1 \frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'} = v_0 \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'} \times \frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'} = v_2 \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'}.$$

Cette pression donne naissance, dans la barre, à une nouvelle onde moins comprimée, mais de même longueur que la première, et qui la suit avec la même vélocité.

Il est facile de trouver la vitesse u_3, résultant de la pression P_3, et qui est à la fois la vitesse commune aux parties en contact du marteau et de la barre, et la vitesse de la matière dans la seconde onde; il suffit d'égaler l'impulsion de P_3 aux accroissements de quantité de mouvement du marteau et de la barre pendant une période $\Delta_3 t$.

$$P_3 \Delta t = \frac{s \times V \Delta t \times d}{g}(v_2 - u_3) = \frac{s' \times V' \Delta t \times d'}{g} u_3$$

ou

$$P_3 = \mu (v_2 - u_3) = \mu' u_3,$$

d'où

$$u_3 = \frac{P_3}{\mu'} = v_0 \frac{\mu}{\mu + \mu'} \times \frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'} = v_2 \frac{\mu}{\mu + \mu'}.$$

On trouve de même la vitesse v_4 du marteau à la fin de la quatrième période

$$v_4 = -(v_2 - 2u_3) = -v_0 \frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\left(1 - \frac{2\mu}{\mu + \mu'}\right)$$

ou

$$v_4 = v_0 \left(\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right)^2 = v_2 \frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}.$$

Au commencement de la cinquième période, les conditions sont analogues à celles du début de la troisième, et ainsi de suite.

On voit que, lorsque $\mu' < \mu$ ou $s'\sqrt{d'E'} < s\sqrt{dE}$, il n'y a pas de rebondissement, la vitesse du marteau s'éteint progressivement, et le choc se compose en réalité d'une série de chocs de plus en plus faibles, mais de même durée, dans lesquels la pression et les autres effets décroissent en progression géométrique. Pendant chaque période double, une fraction de la quan-

tité de mouvement passe dans la barre, et produit une onde comprimée; il en résulte une série d'ondes décroissantes de même longueur qui se succèdent avec la même vélocité. On peut dire que le marteau décharge dans la barre sa quantité de mouvement, en produisant dans celle-ci une sorte de courant ou de flux de quantité de mouvement, qui se propage avec une grande vélocité.

Remarquons en terminant que dans les deux premiers cas du choc, $v^2 < 0$ et $v_2 = 0$, la durée du choc est égale à

$$2\Delta t = 2\frac{l}{V};$$

l'extrémité gauche de la barre, immobile avant et après le choc, subit dans ce temps un déplacement D_2, qui est égal à l'accourcissement de la partie influencée, ou au chemin parcouru en vertu de la vitesse commune,

$$D_2 = 2a'l\frac{V'}{V} = 2u\Delta t = 2v_0\frac{sVd}{sVd + s'V'd'} \times \frac{l}{V} = \frac{2v_0}{g}\frac{sld}{\mu + \mu'};$$

ce déplacement est proportionnel à la vitesse initiale v_0, et au poids du marteau, résultat qui paraît susceptible d'une vérification expérimentale.

Dans le troisième cas du choc, $v_2 > 0$, la durée du phénomène est beaucoup plus grande que dans les deux premiers; elle se compose d'une série de périodes doubles de durée $2\Delta t$, pendant lesquelles l'intensité des effets décroît en progression géométrique; le déplacement de l'extrémité gauche de la barre est la somme des déplacements pendant les périodes doubles; il est donné par la formule suivante, en appelant γ le rapport $\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'} < 1$,

$$\Sigma 2u\Delta t = \frac{2v_0}{g}\frac{sld}{\mu + \mu'}(1 + \gamma + \gamma^2 + \gamma^3 + \ldots)$$

ou

$$\Sigma 2u\Delta t = \frac{2v_0}{g}\frac{sld}{\mu + \mu'}\frac{1}{1 - \gamma} = \frac{2v_0}{g}\frac{sld}{\mu + \mu'} \times \frac{\mu + \mu'}{2\mu'} = \frac{v_0}{g}\frac{sld}{\mu'} = v_0\frac{sld}{s'V'd'}.$$

On en conclut :

$$\frac{D_2}{\Sigma 2u\Delta t} = \frac{2v_0}{v_0}\frac{\frac{sld}{\mu + \mu'}}{\frac{sld}{\mu'}} = 2\frac{\mu'}{\mu + \mu'}.$$

Le tableau suivant résume les résultats des calculs relatifs aux données principales de chaque période double. Rappelons que

$$\mu = \frac{sVd}{g}, \qquad \mu' = \frac{s'V'd'}{g}, \qquad m = \frac{sld}{g}.$$

CHOC ÉLASTIQUE.

Période double. Numéro.....	I.	II.	N.
Durée.....	$\Delta_1 t + \Delta_2 t$	$\Delta_3 t + \Delta_4 t$	$\Delta_{2n-1} t + \Delta_{2n} t$
Vitesse initiale.....	v_0	v_2	v_{2n-2}
$\frac{\text{Impulsions}}{\Delta t}$ égales aux $\frac{\text{quantités de mouvement}}{\Delta t}$.	$P_1 = P_2 = \mu(v_0 - u_1) = \mu' u_1$	$P_3 = P_4 = \mu(v_2 - u_3) = \mu' u_3$	$P_{2n-1} = P_{2n} = \mu(v_{2n-2} - u_{2n-1}) = \mu u_{2n-1}$
Vitesse commune.....	$u_1(\mu + \mu') = \mu v_0$	$u_3(\mu + \mu') = \mu v_2$	$u_{2n-1}(\mu + \mu') = \mu v_{2n-2}$
	$u_1 = u_2 = v_0 \frac{\mu}{\mu + \mu'}$	$u_3 = v_2 \frac{\mu}{\mu + \mu'} = v_0 \frac{\mu}{\mu + \mu'}\left(\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right)$	$u_{2n-1} = v_0 \frac{\mu}{\mu + \mu'}\left(\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right)n$
Pression au contact.....	$P_1 = P_2 = v_0 \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'}$	$P_3 = v_2 \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'} = v_0 \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'}\left(\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right)$	$P_{2n-1} = P_{2n} = v_0 \frac{\mu}{\mu + \mu'}\left(\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right)n$
Déplacement de l'extrémité de la barre.....	$D_2 = 2 u_1 \frac{l}{V}$	$D_4 = 2 u_3 \frac{l}{V} = v_2 \frac{2\mu}{\mu + \mu'} \frac{l}{V}$	$D_{2n} = 2 u_{2n-1} \frac{l}{V} = v_{2n-2} \frac{2\mu}{\mu + \mu'} \frac{l}{V}$
	$D_2 = v_0 \frac{l}{V} \frac{2\mu}{\mu + \mu'} = \frac{v_0}{g} \frac{2sld}{\mu + \mu'}$	$D_4 = v_0 \frac{l}{V} \frac{2\mu}{\mu + \mu'}\left(\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right)$	$D_{2n} = v_0 \frac{l}{V} \frac{2\mu}{\mu + \mu'}\left(\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right)^{n-1}$
Vitesse restante.....	$v_2 = 2 u_1 - v_0 = v_2 = v_0\left(\frac{2\mu}{\mu + \mu'} - 1\right)$	$v_4 = 2 u_3 - v_2 = v_0\left(\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right)\left(\frac{2\mu}{\mu + \mu'} - 1\right)$	$v_{2n} = 2 u_{2n-1} - v_{2n} = v_0\left(\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right)\left(\frac{2\mu}{\mu + \mu'} - 1\right)$
	$v_2 = v_0 \frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}$	$v_4 = v_0\left(\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right)^2$	$v_{2n} = v_0\left(\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right)^n$
Déplacement total.....	$D = v_0 \frac{l}{V} \frac{2\mu}{\mu + \mu'}$	$D_2 + D_4 = v_0 \frac{l}{V} \frac{2\mu}{\mu + \mu'}\left(1 + \frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right)$	$\Sigma_2^{2n} D = v_0 \frac{l}{V} \frac{2\mu}{\mu + \mu'} \frac{1 - \left(\frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}\right)^n}{1 + \frac{\mu - \mu'}{\mu + \mu'}}$

Dans le cas où $\mu = \mu'$, $v_2 = 0$, le phénomène n'a qu'une période double, dont les données sont :

$$u_1 = v_0 \times \frac{1}{2}, \qquad P = v_0 \frac{\mu}{2}, \qquad D = \frac{v_0}{g} \frac{sld}{\mu} = v_0 \times \frac{l}{V}, \qquad v_2 = 0.$$

Dans le cas où $\mu < \mu'$, v_2 est négatif, le marteau rebondit, le phénomène n'a encore qu'une période double.

Dans le cas où $\mu > \mu'$, le phénomène comporte plusieurs périodes, et le déplacement total de l'extrémité de la barre est égal à la somme des déplacements partiels de chaque période; à la limite, s'ils sont très nombreux,

$$\Sigma D = v_0 \frac{sld}{s'V'd'}.$$

On voit en résumé que :

1° La vitesse commune, la pression au contact et les autres résultats du choc dépendent de la vitesse d'impact, ainsi que de la grandeur et de la nature des surfaces en contact.

2° Pour que la première période double se passe normalement, il faut que la barre ait une longueur au moins égale à $2 \frac{lV'}{V}$; elle peut d'ailleurs être en plusieurs parties, pourvu que le contact soit parfait, puisqu'elle ne subit que des efforts de compression.

Dans ces conditions, il paraît impossible de mesurer directement la pression au contact, car l'interposition entre la barre et le marteau d'un ressort ou d'un crusher modifie complètement le phénomène, en sorte que le résultat constaté n'est pas celui qu'on cherchait. Toutefois, si l'on interpose un cylindre de même section et de même nature que le marteau, le choc communique aux couches voisines une vitesse égale à la moitié de celle du marteau, ainsi qu'une compression T_2 qui, par la détente de la matière, peut doubler cette vitesse, et le tout se transmet dans la barre interposée avec la vélocité V sous la forme d'une onde comprimée. Il en résulte, lorsque cette onde arrive au contact du cylindre et de la barre, un choc identique à celui qu'aurait produit le marteau lui-même, s'il avait agi sur la barre sans intermédiaire, en admettant toutefois que les contacts soient parfaits. C'est le seul cas où la présence d'un corps interposé n'altère pas la nature du choc, du moins en ce qui concerne la barre.

Bibliographie. — Nous citerons en terminant les études suivantes :

De Saint-Venant. — Du choc longitudinal de deux barres élastiques (*Journal de Liouville*, 1867, et *Comptes rendus de l'Académie des Sciences*, 2e semestre, 1882, t. XCV, p. 359 et 423).

Sébert et Hugoniot. — Vibrations longitudinales des barres élastiques, dont les extrémités sont soumises à des efforts quelconques (*Comptes rendus de l'Académie des Sciences*, 2e semestre, 1882, t. XCV, p. 213, 278, 338).

Boussinesq. — Du choc longitudinal d'une barre prismatique fixée à un bout et heurtée à l'autre (*Comptes rendus de l'Académie des Sciences*, 2e semestre, 1883, t. XCVII, p. 154).

C. — Choc de deux solides naturels.

Nous nous contenterons de résumer brièvement une note [1] intitulée : *Mesure de la pression maximum instantanée résultant d'un choc*, dans laquelle M. Frémont fait l'historique des études anciennes et récentes entreprises pour analyser le choc des solides.

Dès le xve siècle, Léonard de Vinci compare l'effet de marteaux différents sur une verge en plomb.

Au xviie siècle, l'abbé Mariotte (1620-1684) étudie expérimentalement la percussion. Philippe de Lahire (1640-1718) écrit dans son *Traité de Mécanique*, publié en 1695 : « On ne doute point que la percussion ne soit d'autant plus grande, et ne fasse d'autant plus d'effort, que le corps qui frappe est plus pesant et qu'il a plus de vitesse, puisque ce n'est que par la pesanteur et par la vitesse du corps jointes ensemble que se fait l'effort de percussion. C'est pourquoi il n'est pas possible de comparer l'effort de la percussion avec celui de la pesanteur seule..... »

Gravesande, physicien hollandais (1688-1742), s'inspirant des expériences de l'abbé Mariotte, imagina une balance spéciale, à l'aide de laquelle il cherchait par tâtonnements à déterminer la hauteur d'où il faut faire tomber une masse sur une surface d'argile molle, contenue dans un des plateaux, pour soulever un poids déterminé placé dans l'autre plateau. Il remarqua que cette hauteur variait, dans une certaine mesure, avec la résistance de l'argile.

De Camus, dans son *Traité des forces mouvantes* (1722), dit que, d'après ses expériences; « les effets de la chute sont différents sur différentes balances », que l'effet du coup de poing et du coup de marteau ne peut être mesuré par la balance. Il décrit ensuite ses nombreuses et diverses expériences, effectuées à l'aide de balles de plomb, mais sans trouver de loi.

Au xviiie siècle, l'usage fréquent des pilotis, dans la construction des ponts notamment, fit remettre le problème à l'étude. Malgré les expériences de Soyer (1744), et de Cessart (1762), Perronet, dans son grand ouvrage sur les ponts, déclare en 1782 que : « On n'ignore pas combien il est difficile, et vraisemblablement même impossible, d'établir mathématiquement aucun rapport entre les forces mortes et les forces vives, telles que la pression simple et la percussion, que nous avons essayé de comparer; aussi ne l'avons-nous entrepris que physiquement, et d'après des expériences, pour faire connaître à peu près à quoi on peut l'évaluer. »

---

[1] *Revue de Métallurgie*, numéro de juin 1904.

Pendant le XIXe siècle, on admettait généralement, avec l'Espagnol Georges Juan, que la résistance opposée au choc est constante, mais Poncelet, lorsqu'il faisait un calcul basé sur cette hypothèse, ne manquait pas de mentionner que la loi de résistance était inconnue.

Dans une note présentée récemment à l'Académie des Sciences, M. Ringelmann donne la formule suivante :

$$C = KPV,$$

qui résume les nombreuses expériences qu'il a faites, et d'après laquelle la pression instantanée C, résultant du choc d'un poids P sur un cadre supporté par un ressort dynamométrique, est proportionnelle à ce poids, à la vitesse d'impact V et à un coefficient constant, $K = 13,55$. Autrement dit, la pression maxima développée par le choc serait proportionnelle à la quantité de mouvement du corps choquant au moment de la rencontre. Ce résultat est fort intéressant; il confirme les indications de Philippe de Lahire, et nous sommes arrivés à un résultat analogue; la barre que nous considérons constitue, par son élasticité, un véritable dynamomètre, et nous avons trouvé que le déplacement de son extrémité, pendant le choc, est proportionnel à la quantité de mouvement du marteau

$$D_2 = 2v_0 \frac{sld}{sVd + s'V'd'} \qquad \text{et} \qquad \Sigma D = v_0 \frac{sld}{s'V'd'}.$$

Dans le cours de son étude, M. Frémont donne les résultats qu'il a obtenus, en utilisant le mouton qui lui sert habituellement pour les essais de fragilité des métaux :

Poids du mouton	15^{kg}
Poids de la chabotte	600^{kg}
Hauteur de chute	4^{m}
Force vive ou travail disponible	$15 \times 4 = 60^{kgm}$

En tombant sur deux ressorts en acier trempé logés dans la chabotte, le marteau rebondit successivement à

$1^{m},35$, $0^{m},45$, $0^{m},15$.

Flexion des ressorts	30^{mm}
Tarage par millimètre d'écrasement	$44^{kg},5$
Effort maximum instantané	$44,5 \times 30 \times 2 = 2670^{kg}$
Travail emmagasiné par les ressorts	$\frac{1}{2} 2760 \times 0,03 = 40^{kgm}$
Rapport du travail emmagasiné au travail disponible	$\frac{40}{60} = \frac{2}{3}$
Perte de travail	$\frac{1}{3} 60 = 20^{kgm}$
Travail de rebondissement	$1,35 \times 15 = 20^{kgm}$
Rapport au travail emmagasiné	$\frac{20}{40} = \frac{1}{2}$
Perte de travail	$40 \times \frac{1}{2} = 20^{kgm}$

Ces résultats sont conformes à ceux que Léonard de Vinci a notés dans ses manuscrits au xve siècle :

« Le second coup de la balle s'élève au tiers de la hauteur du premier, et de même le troisième bond s'élève au tiers de la hauteur du second. »

Ces faits confirment la théorie nouvelle, d'après laquelle un marteau ne peut jamais rebondir à la hauteur d'où il est tombé, ce qui aurait lieu, d'après les formules usuelles, lorque le marteau rencontre une très grande masse. Cette contradiction vient de ce que la théorie classique, ne tenant pas compte du temps que la pression met à se propager dans la matière, admet l'intervention de toute la masse frappée par le marteau, ce qui n'est pas exact.

D'après M. Frémont [1] : « Le choc d'un corps élastique, sans déformation permanente, produit une pression maximum instantanée, qu'on peut déterminer sur le diagramme de la flexion élastique statique de ce corps », et il applique sa méthode au crochet de traction des chemins de fer et à un arbre à manivelle, ramenant ainsi une question de dynamique à une de statique.

Nous avons déjà cité les expériences de Voigt qui a étudié le choc de petits cylindres en acier suspendus par des fils. Malheureusement les vitesses employées étaient trop faibles ($0^m,30$ au plus), pour donner des résultats concluants, et la masse des fils de suspension introduisait une cause d'erreur qu'il conviendrait d'éviter.

Le meilleur moyen d'étudier le choc de deux corps paraît être d'enregistrer leur mouvement, au moment où ils se rencontrent, sur un cylindre tournant, au moyen d'un appareil analogue à celui du Général Morin. Une installation de ce genre, construite à faux frais, nous a permis de mesurer la vitesse de propagation des pressions dans un ressort à boudin, en laissant tomber un marteau sur le ressort, et en enregistrant le mouvement de son extrémité et d'un autre de ses points. Nous avons également pu étudier le choc d'un marteau cylindrique en acier,

$$D = 34^{mm},5, \qquad L = 132^{mm}, \qquad P = 0^{kg},985,$$

rencontrant une enclume au repos, également en acier, ayant même diamètre, mais une longueur double. Les deux théories du choc donnent pour le rapport des vitesses, de l'enclume après le choc v'_2, et du marteau avant la rencontre v_0, les valeurs suivantes :

Théorie classique..... $\frac{v'_2}{v_0} = 0,666$

Théorie nouvelle..... $\frac{v'_2}{v_0} = 0,50$.

---

[1] *Mesure de la pression maximum instantanée résultant d'un choc* (*Revue de Métallurgie*, numéro de juin 1904).

Dans notre étude intitulée : *Les théories du choc et l'expérience,* après avoir constaté que Voigt a trouvé des résultats conformes aux données de la théorie classique pour les vitesses les plus faibles et qui se rapprochent progressivement des données de la théorie nouvelle, à mesure que la vitesse augmente; nous ajoutions : « Dans ces conditions, il n'est pas invraisemblable d'admettre que, pour des vitesses de plusieurs mètres, les résultats se rapprocheraient beaucoup de ceux qu'indique la théorie nouvelle. »

Nos expériences, sans être très précises, sont pourtant suffisantes pour confirmer pleinement ces prévisions, comme le montrent les chiffres suivants :

	MARTEAU. — Écart ou chute.	Valeur du rapport $\frac{v'_2}{v_0}$.
Théorie classique.....		$\frac{2}{3} = 0,666$
Expériences de Voigt.....	20^{mm}	0,66
	40^{mm}	0,65
	80^{mm}	0,64
	160^{mm} ou $0^{m},0017$	0,62
Expériences personnelles...	1^{m}	0,55 à 0,54
	$1^{m},50$	0,54 à 0,51
Théorie nouvelle.....		$\frac{1}{2} = 0,50$

Ajoutons, en outre, que le rebondissement du marteau a toujours été très faible lorsque les surfaces de contact étaient bien planes, et qu'il a beaucoup augmenté en les bombant, ce qui permet à la matière d'agir à la façon des ressorts Belleville. Le résultat du choc dépend donc, dans une assez large mesure, de la manière dont le contact s'établit, entre le marteau et l'enclume, au moment de la rencontre.

IV. — CHOC DÉFORMANT.

Vitesse limite du choc élastique. — Nous venons de voir que le choc de deux solides élastiques de forme cylindrique sans tampon interposé, développe, au moment de la rencontre, entre les deux surfaces en contact, une pression, dont la valeur, donnée par la formule suivante :

$$P = v_0 \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'} = \frac{v_0}{\sqrt{g}} \frac{s\sqrt{dE} \times s\sqrt{d'E'}}{s\sqrt{dE} + s'\sqrt{d'E'}}$$

est proportionnelle à la vitesse d'impact, et dépend des propriétés physiques des corps en présence.

Cette pression produit sur la matière de chaque corps les effets suivants :

		MARTEAU.	BARRE.
Compression unitaire		$p = \frac{P}{s}$	$p' = \frac{P}{s'}$
Déformations unitaires	en longueur	$a = \frac{P}{sE}$	$a' = \frac{P}{s'E'}$
	transversales	$b = \sigma \frac{P}{sE}$	$b' = \sigma \frac{P}{s'E'}$
Vitesse commune de translation		$u = w' = \frac{P}{s'}\sqrt{\frac{g}{d'E'}}$	

qui tqus trois sont proportionnels à la pression P, et, par suite, à la vitesse relative des deux corps v_0.

Ces effets du choc se transmettent de proche en proche, et forment, dans chaque corps, une onde comprimée, dont la vélocité

$$V = \sqrt{\frac{gE}{d}}, \qquad V' = \sqrt{\frac{gE'}{d'}},$$

indépendante de la vitesse d'impact, ne dépend que des qualités physiques des corps en présence. La détente de la matière, qui se produit à l'arrière de l'onde, compense la compression, qui a lieu à l'avant, en sorte que cette onde se propage sans perte ni gain sensible de travail, laissant derrière elle la matière dans l'état où elle était avant le choc, et n'ayant subi qu'un léger déplacement.

Si nous supposons que le marteau a plus de section que la barre $s > s'$, celle-ci fatigue davantage $p' > p$; si, de plus, la barre est moins résistante que le marteau, elle atteindra sa limite élastique la première. Appelons $P_{\varepsilon'}$ la pression totale correspondant à cette limite, et $v_{0\varepsilon'}$ la vitesse initiale correspondante

$$P_{\varepsilon'} = p'_{\varepsilon} s' \qquad \text{et} \qquad v_{0\varepsilon'} = P_{\varepsilon'} \frac{\mu + \mu'}{\mu \times \mu'}.$$

Lorsque la vitesse initiale du choc est supérieure à cette valeur,

$$v_0 > P_{\varepsilon'} \frac{\mu + \mu'}{\mu \times \mu'};$$

la limite élastique de la barre étant dépassée, elle subit à son extrémité une déformation permanente, que nous allons maintenant étudier.

Effets statiques et dynamiques des pressions. — Pour bien se rendre compte des phénomènes, il convient de rappeler comment se modifient les effets statiques et dynamiques des pressions sur la matière, lorsque la limite élastique est dépassée.

Les pressions statiques, supérieures à la limite élastique, occasionnent des glissements intérieurs, qui augmentent notablement la section, sans modifier sensiblement le volume, en sorte que la section peut être considérée

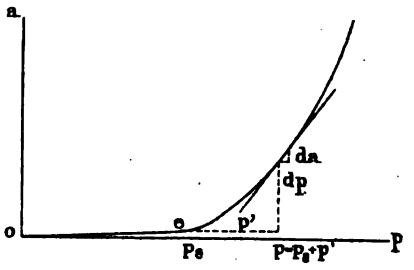
comme variant en raison inverse de la longueur. La matière s'écrouit et s'échauffe, le travail des pressions extérieures, qui n'est pas employé à mettre la matière en mouvement, ne pouvant plus se transformer complètement en travail élastique réversible, passe en partie à l'état de chaleur. Dans ces conditions, les valeurs de $p = \frac{P}{s}$ augmentent beaucoup moins rapidement que celles de P, parce que s varie avec P; les déformations sont d'ailleurs en partie élastiques, à cause de l'écrouissage, et en partie permanentes. Quoi qu'il en soit, les valeurs de l'accourcissement unitaire a varient toujours avec celles de la pression unitaire p, mais suivant une loi moins simple, qui est représentée par une courbe, au lieu d'une ligne droite :

$$a = \varphi(p) \quad \text{au lieu de} \quad a = \frac{p}{E}$$

et

$$\frac{da}{dp} = \varphi'(p) \quad \text{au lieu de} \quad \frac{da}{dp} = \frac{1}{E}.$$

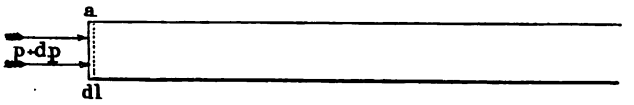
Fig. 26.



Pour déterminer les effets dynamiques de la pression dans ce cas général, on peut raisonner comme on l'a fait dans le cas particulier où les déformations sont représentées en fonction des pressions par une ligne droite, mais il faut considérer des variations de pression très faibles pour que l'influence de la courbure soit négligeable.

Cherchons donc les conséquences d'un petit accroissement de pression dp sur une barre déjà soumise à une pression p, sachant que $a = \varphi(p)$.

Fig. 27.



Quelque temps après que l'extrémité de la barre est soumise à une pression unitaire p, la matière se trouve, sur une certaine longueur, dans un état déterminé, qui comporte : une compression p, un accourcissement $a = \varphi'(p)$, une vitesse de translation w et une certaine température θ.

Si la pression p augmente de dp, l'état de la barre se modifie d'abord dans la première tranche $d_1 l$, il varie comme suit :

La compression unitaire p augmente de	dp
La limite élastique augmente également de.....	dp
L'accourcissement unitaire a augmente de.....	$da = \varphi'(p)\,dp$
L'allongement transversal b augmente de.....	$db = \frac{1}{2} da = \frac{1}{2}\varphi'(p)\,dp$
La vitesse de translation w augmente de.....	dw
La température θ augmente de.....	$d\theta$

Appelons $d_1 t$ le temps que la première tranche $d_1 l$ met à subir ces différents effets; il est clair que, pendant cet instant, la face arrière de la barre se déplace sous l'action de la force dp de $da \times d_1 l$, et, par suite, sa vitesse augmente de

$$dw = da \frac{d_1 l}{d_1 t} = \varphi'(p)\,dp \frac{d_1 l}{d_1 t}.$$

Comme, par hypothèse, $d_1 t$ est le temps que l'accroissement de pression dp met à faire sentir son action de l'arrière à l'avant de la tranche $d_1 l$, on peut poser

$$V = \frac{d_1 l}{d_1 t} = \frac{dw}{da} = \frac{dw}{\varphi'(p)\,dp},$$

en appelant V la distance à laquelle la pression se transmet, pendant l'unité de temps, dans la matière qui compose le solide, et qui, par suite, est une vitesse de propagation ou une vélocité, tandis que w est une vitesse de translation de la matière.

Appliquons maintenant le théorème des quantités de mouvement, et, pour cela, égalons l'impulsion de dp pendant le temps $d_1 t$ à l'accroissement de la quantité de mouvement de dm, pendant le même temps, nous trouvons la relation suivante :

$$s \times dp \times d_1 t = dm \times dw \qquad \text{ou} \qquad dw = \frac{s \times dp \times d_1 t}{dm};$$

multipliant l'une par l'autre les deux valeurs de dw, il vient

$$(dw)^2 = da \frac{d_1 l}{d_1 t} \times \frac{s \times dp \times d_1 t}{dm} = \frac{da \times d_1 l \times s \times dp}{\frac{s \times d_1 l \times d}{g}} = g \frac{da \times dp}{d},$$

mais

$$da = \varphi'(p)dp,$$

d'où

$$(dw)^2 = \frac{g}{d} \varphi'(p)(dp)^2$$

ou

$$dw = dp \sqrt{\frac{g\varphi'(p)}{d}},$$

et

$$V = \frac{dw}{da} = \frac{dp}{\varphi'(p)\,dp} \sqrt{g \frac{\varphi'(p)}{d}} = \sqrt{\frac{g}{d\,\varphi'(p)}}.$$

Pendant l'instant suivant $d_2 t$, les effets de dp se transmettent à une seconde tranche $d_2 l = dl = V\,dt$, et ainsi de suite, tant que l'accroissement de pression se fait sentir. La partie comprimée et déformée correspondant à dp est d'autant plus longue que dp subsiste plus longtemps.

Il résulte de ce qui précède que, si l'extrémité d'une longue barre est soumise à une pression, d'abord nulle, et qui subit des accroissements unitaires successifs égaux dp, à des intervalles de temps égaux, cette barre est le siège d'une série de déformations, résultant des accroissements dp de la pression, qui se succèdent et s'allongent dans les conditions suivantes, pendant la phase élastique, et après elle, c'est-à-dire pendant la phase de déformation :

	PHASES	
	élastique.	de déformation.
Accroissement de la pression sur la barre	dp	dp
Accroissement de la compression de la matière.	dp	dp
Accroissement de la déformation de la matière.	$da = \frac{dp}{E}$	$da = \varphi'(p)\,dp$
Accroissement de la vitesse de la matière.....	$dw = dp\sqrt{\frac{g}{dE}}$	$dw = dp\sqrt{\frac{g\varphi'(p)}{d}}$
Vélocité des déformations pour une pression p.	$V = \sqrt{\frac{gE}{d}}$	$V = \sqrt{\frac{g}{d\varphi'(p)}}$

On voit que, pendant la période élastique, les accroissements de pression dp se propagent tous avec la même vélocité, ainsi que leurs effets. Il en résulte que, si l'intervalle de temps qui les sépare diminue et devient nul, ils se superposent ainsi que leurs effets, et le tout se propage toujours avec la même vélocité.

Quand au contraire la limite élastique est dépassée, les accroissements de pression conservent, pour ainsi dire, une certaine personnalité caractérisée par la valeur de la tangente $\frac{da}{dp} = \varphi'(p)$ à la courbe $a = \varphi(p)$; bien qu'égaux, ils produisent des effets différents, et le tout se propage avec une vélocité qui varie. Comme la valeur de $\varphi'(p)$ augmente avec p, il en résulte que les accroissements de la déformation da et de la vitesse de la matière dw, qui comportent $\varphi'(p)$ en numérateur, augmentent avec p, tandis que leur vélocité diminue, car $\varphi'(p)$ y figure au dénominateur. Si l'intervalle de temps qui sépare les accroissements de pression dp diminue et devient nul, en sorte qu'ils soient simultanés, leurs effets se superposent bien à l'extrémité de la barre, mais, comme ils ne se transmettent pas avec la même vélocité, il en résulte que ce sont des effets différents, qui se superposent en chaque point, ce qui complique le calcul de l'état de la barre. Quoi qu'il en soit, les effets élastiques prennent les devants à cause de leur grande vélocité, et les effets de déformation se succèdent avec des vélocités décroissantes.

La déformation élastique, qui s'allonge sous l'influence de la pression, continue encore, lorsque cette pression a disparu, à se propager dans le

même sens, sous forme d'onde; la matière se détend et revient au repos à l'arrière de la partie influencée, tandis que sur l'avant, en vertu de la vitesse acquise, elle comprime les parties voisines; le travail dépensé à l'avant étant restitué à l'arrière, l'onde peut se propager longtemps sans perte sensible.

La déformation permanente s'allonge également sous l'influence de la pression, mais elle cesse promptement de se propager lorsque celle-ci n'agit plus; le travail transformé en chaleur ne pouvant reparaître à l'état de mouvement, la vitesse acquise par la matière ne tarde pas à s'éteindre sur les couches voisines.

On peut, sans grande erreur, remplacer, au delà de la limite élastique, la courbe $a = \varphi(p)$ par des portions de lignes droites, sa forme composée de parties aplaties ou ondulées s'y prête bien; le phénomène se décompose alors en plusieurs phases, et, pendant chacune d'elles, la valeur de $\frac{da}{dp}$ peut être considérée comme constante avec une exactitude suffisante pour la pratique.

Dans une précédente étude [1] nous avons considéré les périodes ou phases suivantes correspondant à des essais de traction :

Phase élastique de o à p_ε	$\frac{da}{dp} = \frac{1}{E}$
» de grand écrouissage de p_ε à p_e	$\frac{da'}{dp'} = \frac{1}{E'}$
» de petit écrouissage au delà de p_e	$\frac{da''}{dp''} = \frac{1}{E''}$

Au delà de la limite élastique, la pression totale se décompose en pressions partielles, qui donnent lieu chacune à une onde comprimée, dont les éléments sont résumés dans le tableau suivant, qui figurait déjà dans une étude antérieure [1] :

	PHASES		
	élastique.	de grand écrouissage.	de petit écrouissage.
Compression de la phase.....	o à p_ε	p_ε à p'_e	p''
Coefficient de la phase.....	E	> E'	> E''
Accourcissement de la phase.....	$a = \frac{p}{E}$	$a' = \frac{p'}{E'}$	$a'' = \frac{p''}{E''}$
Vitesse de translation de la phase...	$w = p\sqrt{\frac{g}{dE}}$	$< w' = p'\sqrt{\frac{g}{dE'}}$	$< w'' = p''\sqrt{\frac{g}{dE''}}$
Vélocité de l'onde comprimée pendant la phase.....	$V = \sqrt{\frac{gE}{d}}$	$> V' = \sqrt{\frac{gE'}{d}}$	$> V'' = \sqrt{\frac{gE''}{d}}$

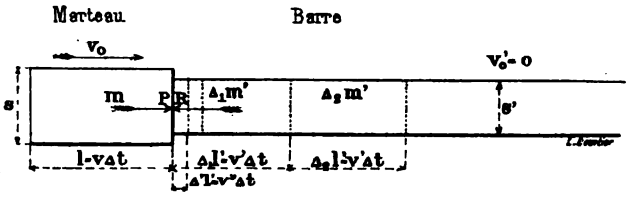
La déformation élastique devance de beaucoup les autres, qui la suivent

[1] *Déformation des solides sous l'action de forces parallèles* (*Bulletin de l'Association Technique Maritime* de 1904).

avec des vélocités de moins en moins grandes; elle prépare, pour ainsi dire, la matière aux déformations permanentes, en la mettant en tension.

Effets du choc. — Ce résumé des effets dynamiques des pressions nous permet d'étudier maintenant le choc direct d'un marteau sur une longue barre. Dans ce cas la pression au contact, au lieu de croître progressivement, atteint de suite une valeur P, qui dépend de la vitesse d'impact, ainsi que de la nature du marteau et de la barre.

Fig. 28.



Supposons que le marteau a plus de section que la barre, $s > s'$, et qu'il est plus résistant, en sorte que sa limite élastique n'est pas atteinte, tandis que cette limite est dépassée pour la barre qui se trouve dans la phase de déformation [1],

$$p < p_\varepsilon \quad \text{et} \quad p' > p'_\varepsilon.$$

D'après ce que nous avons vu au sujet du choc élastique

$$p_\varepsilon = v_{0\varepsilon} \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'} \quad \text{et} \quad p_{\varepsilon'} = v_{0\varepsilon'} \frac{\mu \times \mu'}{\mu + \mu'}.$$

Il faut, pour réaliser les conditions indiquées, que P soit compris entre P_ε et $P_{\varepsilon'}$, ou que la vitesse v_0 du marteau soit comprise entre $v_{0\varepsilon}$ et $v_{0\varepsilon'}$,

$$P_\varepsilon > P > P_{\varepsilon'} \quad \text{ou} \quad v_{0\varepsilon} > v_0 > v_{0\varepsilon'},$$

alors

$$p' = p'_\varepsilon + p''.$$

Supposons, pour plus de simplicité, que la courbe des déformations de la barre peut se remplacer par deux portions de ligne droite de o à p'_ε, et de p'_ε à p'_c, en sorte que les valeurs de a et de a' peuvent se représenter de la manière suivante en fonction de p et de p' :

Rappelons d'abord que les pressions p'_ε et p'' conservent pour ainsi dire leur personnalité, et jouent un rôle différent dans le phénomène; p'_ε donne naissance à une déformation élastique, qui se propage dans la barre avec une

---

[1] *Notations.* — Les données relatives à la barre sont affectées d'un accent pour les distinguer de celles du marteau. Les autres accents, lorsqu'il y en a plusieurs, indiquent la phase de déformation de la barre; le marteau reste toujours dans la phase élastique.

grande vélocité V'; p'' donne naissance à une déformation permanente, qui se propage dans la matière, déjà influencée par p'_ε, avec une vélocité V'' beaucoup moins grande que V'. Tant que la pression subsiste, la seconde déformation s'ajoute à la première, mais dès que la pression cesse de se faire sentir, tandis que la déformation élastique continue à se propager avec sa grande vélocité, et par suite s'éloigne rapidement, la déformation permanente persiste là où elle s'est produite, sans modification sensible. Le choc déformant laisse donc après lui des traces qu'il faut déterminer.

Courbes de déformation.

Fig. 29.

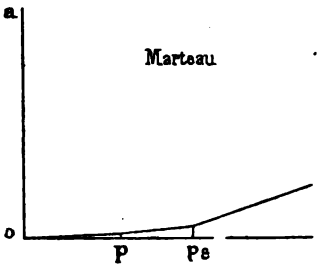
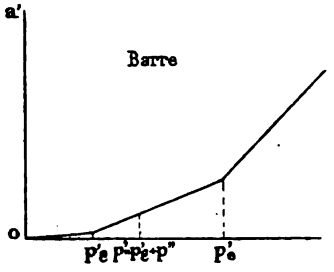


Fig. 30.



Nous ne considérons que les deux premières périodes du phénomène, qui sont les plus importantes; elles correspondent à une compression et une détente du marteau, leurs durées sont égales entre elles, et leur somme,

$$\Delta_1 t + \Delta_2 t = 2\frac{l}{V},$$

donne le temps pendant lequel la pression P se fait sentir au contact du marteau et de la barre.

Pendant ce temps, les impulsions de la pression du marteau sur la barre, et de la réaction de la barre sur le marteau, diminuent la vitesse du marteau, et augmentent celle de la barre. Comme la réaction est toujours égale à l'action, il en est de même de leurs impulsions pendant le même temps, et par suite des variations de quantité de mouvement du marteau et de la barre. De plus, les parties en contact des deux corps prennent forcément la même vitesse u.

Ces remarques nous permettent d'évaluer les variations de vitesse et de quantité de mouvement pendant le choc.

Pendant le temps $\Delta_1 t = \frac{l}{V}$ le marteau se comprime progressivement, et sa vitesse diminue, elle passe de v_0 à u, il perd donc une vitesse $v_0 - u$. Pendant la seconde période $\Delta_2 t$, il se détend et se ralentit, et, comme les impulsions sont les mêmes que pendant la première période, la perte de vitesse

est également la même $v_0 - u$; comme le marteau avait une vitesse u au début de cette seconde période, à la fin il a une vitesse $u - (v_0 - u) = 2u - v_0$. Pendant chaque période sa quantité de mouvement a diminué de

$$m(v_0 - u) = \frac{sld}{g}(v_0 - u) = \frac{s \times V \Delta t \times d}{g}(v_0 - u) = \mu \Delta t (v_0 - u).$$

Examinons ce qui se passe dans la barre pendant le même temps. On peut décomposer la pression au contact en deux parties

$$P = p'_\varepsilon s' + (P - p'_\varepsilon s') = (p'_\varepsilon + p'')s',$$

qui agissent simultanément au lieu d'agir successivement comme nous l'avons supposé précédemment; elles donnent lieu à des effets parallèles mais bien distincts qui se superposent.

Pendant le temps $\Delta_1 t$, la matière de la barre prend :

Sous l'impulsion de.....	$p'_\varepsilon s'$	et de	$(P - p'_\varepsilon s')$
Des compressions.....	p'_ε	et	p''
Et des vitesses.....	w'_ε	et	w''
Qui se propagent avec des vélocités.....	V'	et	V''

en sorte que les parties influencées par le choc, à la fin de la première période (compression du marteau), après un temps $\Delta t = \frac{l}{V}$, ont des longueurs

$$\Delta l' = V' \Delta t = l\frac{V'}{V} \quad \text{et} \quad \Delta' l' = V'' \Delta t = l\frac{V''}{V};$$

comme le volume et la densité ne changent pas sensiblement, elles ont des masses

$$\Delta m' = \frac{s' \times V' \Delta t \times d'}{g} = \mu' \Delta t \quad \text{et} \quad \Delta' m' = \frac{s \times V'' \Delta t \times d''}{g} = \mu'' \Delta t,$$

et des quantités de mouvement

$$\Delta m' w'_\varepsilon = \mu' \Delta t\, w'_\varepsilon \quad \text{et} \quad \Delta' m' w'' = \mu'' \Delta t\, w''.$$

Mais $\Delta' m'$ est animé de deux vitesses qui s'ajoutent, et dont la somme est précisément la vitesse commune au marteau et aux parties voisines de la barre

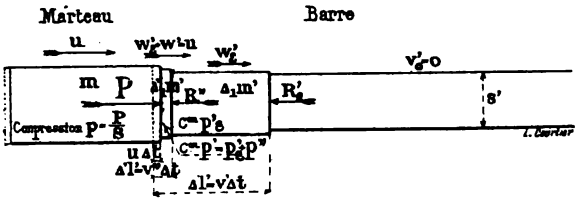
$$w'_\varepsilon + w'' = u,$$

en sorte que la quantité de mouvement peut s'écrire

$$\Delta' m' \times u + (\Delta m' - \Delta' m') w'_\varepsilon = \mu'' \Delta t \times u + (\mu' - \mu'') \Delta t \times w'_\varepsilon.$$

La situation du marteau et de la barre à la fin de $\Delta_1 t$ peut se représenter comme suit :

Fig. 31.



Appliquons maintenant le théorème des quantités de mouvement à la première période du phénomène, et pour cela égalons l'impulsion de la pression au contact, d'une part à la quantité de mouvement perdue par le marteau, et d'autre part à la quantité de mouvement gagnée par la barre, il vient

$$P_1 \Delta t = \mu \Delta t (v_0 - u_1) = \mu'' \Delta t u_1 + (\mu' - \mu'') \Delta t w'_\varepsilon,$$

ou

$$P_1 = \mu (v_0 - u_1) = \mu'' u_1 + (\mu' - \mu'') w'_\varepsilon;$$

le dernier terme ne contenant que des quantités connues est une constante.

Cette double équation nous donne facilement les valeurs de u_1 et de P_1. De la dernière on tire

$$u_1 (\mu + \mu'') = v_0 \mu - w'_\varepsilon (\mu' - \mu'')$$

ou

$$u_1 = \frac{v_0 \mu - w'_\varepsilon (\mu' - \mu'')}{\mu + \mu''};$$

remplaçant u_1 par cette valeur dans la première équation, il vient

$$P_1 = \mu \frac{v_0 (\mu + \mu'') - v_0 \mu + w'_\varepsilon (\mu' - \mu'')}{\mu + \mu''} = v_0 \frac{\mu \times \mu''}{\mu + \mu''} + w'_\varepsilon \frac{\mu (\mu' - \mu'')}{\mu + \mu''}.$$

Pendant le temps $\Delta_2 t = \frac{l}{V}$ le marteau se détend, et les mêmes effets continuent à se produire dans la barre, doublant ainsi la longueur et la masse de la partie influencée.

Le déplacement D_2 de la face arrière de la barre à la fin des deux périodes du phénomène est donc

$$D_2 = 2 u \Delta t = 2 u \frac{l}{V} = v_0 2 \frac{l}{V} \frac{\mu}{\mu + \mu''} - w'_\varepsilon 2 \frac{l}{V} \frac{\mu' - \mu''}{\mu + \mu''}$$

ou

$$D_2 = \frac{2 v_0}{g} \frac{s l d}{\mu + \mu''} - \frac{2 w'_\varepsilon}{g} \frac{s' (\Delta l' - \Delta' l') d}{\mu + \mu''}.$$

Ce déplacement est en partie élastique et en partie permanent; la partie élastique correspond à une vitesse du marteau qui amènerait la barre à sa limite élastique, et que nous désignerons par $v_{0\varepsilon'}$.

Dans ces conditions, la valeur du déplacement élastique est

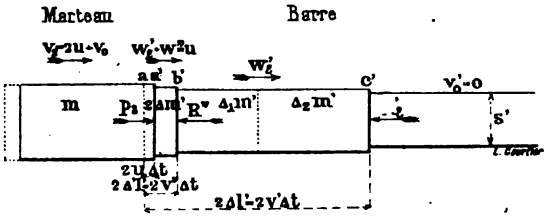
$$2 v_{0\varepsilon'} \frac{\mu}{\mu + \mu'} \Delta t = 2 v_{0\varepsilon'} \frac{l}{V} \frac{\mu}{\mu + \mu'},$$

en négligeant l'influence de l'écrouissage, qui élève la limite élastique de la partie $\Delta' m'$, d'ailleurs très courte relativement à Δm. Il faut retrancher du déplacement total la valeur de ce déplacement élastique pour avoir la déformation permanente D_2 :

$$D_2 = v_0 \frac{2l}{V} \frac{\mu}{\mu + \mu''} - w'_\varepsilon \frac{2l}{V} \frac{\mu' - \mu''}{\mu - \mu''} - v_{0\varepsilon'} \frac{2l}{V} \frac{\mu}{\mu + \mu'}.$$

A la fin du temps $\Delta_2 t$, la situation peut se représenter comme suit :

Fig. 32.



Le marteau est détendu, et sa vitesse, égale à u_1 à la fin de $\Delta_1 t$, est égale à $v_0 - 2(v_0 - u_1) = 2u_1 - v_0$ à la fin du temps $\Delta_2 t$:

$$v_2 = 2u_1 - v_0 = \frac{2 v_0 \mu - 2 w'_\varepsilon (\mu' - \mu'') - v_0 (\mu + \mu'')}{\mu + \mu''}$$

ou

$$v_2 = \frac{v_0 (\mu - \mu'') - 2 w'_\varepsilon (\mu' - \mu'')}{\mu + \mu''} = u_1 - \frac{v_0 \mu'' + w'_\varepsilon (\mu' - \mu'')}{\mu + \mu''}.$$

La portion de la barre influencée par le choc se divise en deux parties, qui sont dans des conditions fort différentes.

La partie arrière $a' b'$ a subi une déformation permanente, et s'est écrouie; sa section et sa limite élastique ont augmenté de façon à résister à la pression P; elle a encore la vitesse commune u, lorsque le marteau est complètement détendu. A ce moment, les vitesses de la matière sont très différentes des deux côtés du plan a', v_2 du côté du marteau, et u_1 du côté de la barre, qui, de plus, est encore en tension; il en résulte une sorte de choc, qui donne une nouvelle vitesse commune très voisine de v_2, puisque $a' b'$ est très petit par rapport au marteau; cette vitesse met un temps $\frac{a' b'}{V'} = 2\Delta t \frac{V'' - u}{V'}$ à se

faire sentir en b', et, pendant ce temps, l'onde élastique continue à se propager avec la même vitesse. Après ce temps, le marteau et $a'b'$, qui en fait pour ainsi dire partie, ont une vitesse voisine de v_2, tandis que $b'c'$ a la vitesse w'_ε; si cette partie était libre, elle se détendrait vers la gauche, et reviendrait progressivement au repos de b' vers c'. Si la matière était libre, elle aurait des deux côtés du plan b' une vitesse relative v_2; il en résulte un choc moins violent que le premier, car $v_2 < v_0$; suivant que v_2 est plus grand ou plus petit que $v_{0\varepsilon'}$, ce choc est encore déformant ou seulement élastique. Après ce second choc, il peut s'en produire une série d'autres, qui vont en diminuant d'intensité, comme dans le cas du choc élastique.

On voit que le phénomène se complique après le temps $2\Delta t$ correspondant à une compression et une détente du marteau; cette première période double est d'ailleurs la plus importante : c'est celle où la vitesse relative est la plus grande et la pression la plus élevée.

Le tableau suivant donne les résultats du choc dans le cas général, pour la première période double; pour les autres périodes, afin de simplifier les formules, nous avons supposé le rapport $\frac{s'V''d'}{sVd} = \frac{\mu''}{\mu} = \alpha'$ assez petit pour qu'on puisse négliger les puissances supérieures à l'unité, ce qui est suffisamment exact pour la pratique, car s est généralement plus grand que s', V est beaucoup plus grand que V'', et d diffère peu de d'. Dans ces conditions, les calculs se simplifient notablement. Lorsqu'on rive à chaud, on peut même négliger les termes en α', en ne conservant que ceux en α, ce qui amène encore d'importantes simplifications.

Nous rappelons que μ, μ', μ'' désignant les masses influencées par le choc, pendant le temps $\Delta t = \frac{l}{V'}$, dans le marteau et dans la barre :

PHASE.	MARTEAU.	BARRE.
Élastique.....	$\mu = \frac{m}{\Delta t} = \frac{sVd}{g}$	$\mu' = \frac{\Delta m'}{\Delta t} = \frac{s'V'd'}{g} = \alpha\,\mu$
De grand écrouissage.....	»	$\mu'' = \frac{\Delta' m'}{\Delta t} = \frac{s'V''d'}{g} = \alpha'\,\mu$

α et α' représentent les rapports de μ' et μ'' à μ, rapports qui sont toujours petits.

CHOC DÉFORMANT.	CAS GÉNÉRAL.	α' ASSEZ PETIT POUR
Périodes doubles. Numéros.....	I.	I.
Périodes doubles. Durée.....	$\Delta_1 t = \Delta_2 t = \frac{2l}{V}$	$\Delta_1 t = \Delta_2 t$
Vitesses initiales.....	v_0	v_0
$\frac{\text{Impulsions}}{\Delta t}$ égales aux $\frac{\text{quantités de mouvement}}{\Delta t}$.	$P_1 = P_2 \begin{cases} = \mu(v_0 - u_1) \\ = \mu'' u_1 + (\mu' - \mu'') w'_t \\ = \mu[\alpha' u_1 + (\alpha - \alpha') w'_t] \end{cases}$	"
Vitesses communes.....	$u_1(1+\alpha') = v_0 - w'_t(\alpha - \alpha')$	$u_1(1+\alpha') = v_0 + w'_t(\alpha - \alpha')$ $\frac{u_1}{1-\alpha'} = v_0 - w'_t(\alpha - \alpha')$
	$u_1 = v_0 \frac{1}{1+\alpha'} - w'_t \frac{\alpha - \alpha'}{1+\alpha'}$	$u_1 = \begin{cases} + v_0(1-\alpha') \\ - w'_t(\alpha - \alpha')(1-\alpha') \end{cases}$
Pressions au contact.....	$P_1 = P_2 = \mu[\alpha' u_1 + (\alpha - \alpha') w'_t]$ $P_1 = P_2 = \mu \begin{cases} + v_0 \frac{\alpha'}{1+\alpha'} \\ - w'_t \frac{\alpha - \alpha'}{1+\alpha'} \\ + w'_t(\alpha - \alpha') \end{cases}$	$P_1 = P_2 = \mu[\alpha' u_1 + (\alpha - \alpha') w'_t]$ $= \mu \begin{cases} + \alpha' v_0(1-\alpha') \\ - \alpha' w'_t(\alpha - \alpha')(1-\alpha') \\ + w'_t(\alpha - \alpha') \end{cases}$
	$P_1 = P_2 = v_0 \frac{\mu''}{1+\alpha'} + w'_t \frac{\mu - \mu''}{1+\alpha'}$	$P_1 = P_2 = \begin{cases} + v_0 \mu''(1-\alpha') \\ + w'_t(\mu' - \mu'')(1-\alpha') \end{cases}$
Déformations permanentes de la barre.	$D_2 = 2u_1 \frac{l}{V} - 2w_{0t}' \frac{l}{V} \frac{1}{1+\alpha}$	$D_2 = 2u_1 \frac{l}{V} - 2v_{0t}' \frac{l}{V} \frac{1}{1+\alpha}$
	$D_2 = 2\frac{l}{V} \begin{cases} + v_0 \frac{1}{1+\alpha'} \\ - w'_t \frac{\alpha - \alpha'}{1+\alpha'} \\ - w'_t \frac{1}{1+\alpha} \end{cases}$	$D_2 = 2\frac{l}{V} \begin{cases} + v_0(1-\alpha') \\ - w'_t(\alpha - \alpha')(1-\alpha') \\ - v_{0t}' \frac{1}{1+\alpha} \end{cases}$
Vitesses restantes.....	$v_2 = 2u_1 - v_0$	$v_2 = 2u_1 - v_0$
	$v_2 = \begin{cases} + v_0 \begin{cases} + 2\frac{1}{1+\alpha'} \\ - 1 \end{cases} \\ - w'_t 2 \frac{\alpha - \alpha'}{1+\alpha'} \end{cases}$	$v_2 = \begin{cases} + v_0 \begin{cases} + 2(1-\alpha') \\ - 1 \end{cases} \\ - w'_t(\alpha - \alpha') 2(1-\alpha') \end{cases}$
	$v_2 = v_0 \frac{1-\alpha}{1+\alpha'} - w'_t 2 \frac{\alpha - \alpha'}{1+\alpha'}$	$v_2 = \begin{cases} + v_0(1-3\alpha') \\ - w'_t(\alpha - \alpha') 2(1-\alpha') \end{cases}$

QU'ON PUISSE NÉGLIGER LES TERMES EN α'^2, α'^3, ...

POSONS POUR SIMPLIFIER LES ÉCRITURES $\begin{cases} n-1=r, \\ 2n-1=s. \end{cases}$

II.

$$\Delta_3 t = \Delta_4 t$$

$$v_2$$

$$P_3 = P_4 \begin{cases} = \mu(v_2 - u_3) \\ = \mu'' u_3 + (\mu' - \mu'')w'_4 \\ = \mu[\alpha' u_3 + (\alpha - \alpha')w'_4] \end{cases}$$

$$u_3(1+\alpha') = v_2 - w'_4(\alpha - \alpha')$$

$$\frac{u_3}{1-\alpha'} = \begin{cases} + v(1-2\alpha') \\ - w'_4(\alpha-\alpha')\,2(1-\alpha') \\ - w'_4(\alpha-\alpha') \end{cases}$$

$$\frac{u_3}{1-\alpha'} = \begin{cases} + v_0(1-2\alpha') \\ - w'_4(\alpha-\alpha')(3-2\alpha') \end{cases}$$

$$u_3 = \begin{cases} + v_0(1-3\alpha') \\ - w'_4(\alpha-\alpha')(3-5\alpha') \end{cases}$$

$$P_3 = P_4 = \mu[\alpha' u_3 + (\alpha-\alpha')w'_4]$$

$$= \mu \begin{cases} + \alpha' v_0(1-3\alpha') \\ - \alpha' w'_4(\alpha-\alpha')(3-5\alpha') \\ - w'_4(\alpha-\alpha') \end{cases}$$

$$P_3 = P_4 = \begin{cases} + v_0 \mu''(1-3\alpha') \\ - w'_4(\mu'-\mu'')(1-3\alpha') \end{cases}$$

$$D_4 = 2w_3 \frac{l}{V} - 2v_{0t'} \frac{l}{V} \frac{1}{1+\alpha}$$

$$D_4 = \frac{2l}{V} \begin{cases} + v_0(1-3\alpha') \\ - w'_4(\alpha-\alpha')(3-5\alpha') \\ - v_{0t'} \frac{1}{1+\alpha} \end{cases}$$

$$v_4 = 2u_3 - v_2$$

$$v_4 = \begin{cases} + v_0 \begin{cases} + 2(1-3\alpha') \\ - (1-2\alpha') \end{cases} \\ - w'_4(\alpha-\alpha') \begin{cases} + 2(3-5\alpha') \\ - 2(1-\alpha') \end{cases} \end{cases}$$

$$v_4 = \begin{cases} + v_0(1-4\alpha') \\ - w'_4(\alpha-\alpha')\,4(1-2\alpha') \end{cases}$$

III.

$$\Delta_5 t = \Delta_6 t$$

$$v_4$$

$$P_5 = P_6 \begin{cases} = \mu(v_4 - u_5) \\ = \mu'' u_5 + (\mu' - \mu'')w'_4 \\ = \mu[\alpha' u_5 + (\alpha - \alpha')w'_4] \end{cases}$$

$$u_5(1+\alpha') = v_4 - w'_4(\alpha - \alpha')$$

$$\frac{u_5}{1-\alpha'} = \begin{cases} + v_0(1+4\alpha') \\ - w'_4(\alpha-\alpha')\,4(1-2\alpha') \\ - w'_4(\alpha-\alpha') \end{cases}$$

$$\frac{u_5}{1-\alpha'} = \begin{cases} + v_0(1-4\alpha') \\ - w'_4(\alpha-\alpha')(5-8\alpha') \end{cases}$$

$$u_5 = \begin{cases} + v_0(1-5\alpha') \\ - w'_4(\alpha-\alpha')(5-13\alpha') \end{cases}$$

$$P_5 = P_6 = \mu[\alpha' u_5 + (\alpha-\alpha')w'_4]$$

$$= \mu \begin{cases} + \alpha' v_0(1-5\alpha') \\ - \alpha' w'_4(\alpha-\alpha')(5-13\alpha') \\ - w'_4(\alpha-\alpha') \end{cases}$$

$$P_5 = P_6 = \begin{cases} + v_0 \mu''(1-5\alpha') \\ - w'_4(\mu'-\mu'')(1-5\alpha') \end{cases}$$

$$D_6 = 2u_5 \frac{l}{V} - 2v_{0t'} \frac{l}{V} \frac{1}{1+\alpha}$$

$$D_6 = \frac{2l}{V} \begin{cases} + v_0(1-5\alpha') \\ - w'_4(\alpha-\alpha')(5-13\alpha') \\ - v_{0t'} \frac{1}{1+\alpha} \end{cases}$$

$$v_6 = 2w_5 - v_4$$

$$v_6 = \begin{cases} + v_0 \begin{cases} + 2(1-5\alpha') \\ - (1-4\alpha') \end{cases} \\ - w'_4(\alpha-\alpha') \begin{cases} + 2(5-13\alpha') \\ - 4(1-2\alpha') \end{cases} \end{cases}$$

$$v_6 = \begin{cases} + v_0(1-6\alpha') \\ - w'_4(\alpha-\alpha')\,6(1-3\alpha') \end{cases}$$

N.

$$\Delta_s t = \Delta_{2n} t$$

$$v_{2r}$$

$$P_s = P_{2n} \begin{cases} = \mu(v_{2r} - u_s) \\ = \mu'' u_s + (\mu' - \mu'')w'_4 \\ = \mu[\alpha' s + (\alpha - \alpha')w'_4] \end{cases}$$

$$u_s(1+\alpha') = v_{2r} - w'_4(\alpha - \alpha')$$

$$\frac{u_s}{1-\alpha'} = \begin{cases} + v_0(1-2r\alpha') \\ - w'_4(\alpha-\alpha')\,2r(1-r\alpha') \\ - w'_4(\alpha-\alpha') \end{cases}$$

$$\frac{u_s}{1-\alpha'} = \begin{cases} + v_0(1-2r\alpha') \\ - w'_4(\alpha-\alpha')(s-2r^2\alpha') \end{cases}$$

$$u_s = \begin{cases} + v_0(1-s\alpha'] \\ - w'_4(\alpha-\alpha')[s-(s-2r^2)\alpha'] \end{cases}$$

$$P_s = P_{2n} = \mu[\alpha' u_s + (\alpha-\alpha')w'_4]$$

$$= \mu \begin{cases} + \alpha' v_0(1-s\alpha') \\ - \alpha' w'_4(\alpha-\alpha')[s-(s-2r^2)\alpha'] \\ - w'_4(\alpha-\alpha') \end{cases}$$

$$P_s = P_{2n} = \begin{cases} + v_0 \mu''(1-s\alpha') \\ - w'_4(\mu'-\mu'')(1-s\alpha') \end{cases}$$

$$D_{2n} = 2u_s \frac{l}{V} - 2v_{0t'} \frac{l}{V} \frac{1}{1+\alpha}$$

$$D_{2n} = \frac{2l}{V} \begin{cases} + v_0(1-s\alpha') \\ - w'_4(\alpha-\alpha')[s-(s-2r^2)\alpha'] \\ - v_{0t'} \frac{1}{1+\alpha} \end{cases}$$

$$v_{2n} = 2u_s - v_{2r}$$

$$v_{2n} = \begin{cases} + v_0 \begin{cases} + 2(1-s\alpha') \\ - (1-2r\alpha') \end{cases} \\ - w'_4(\alpha-\alpha') \begin{cases} + 2[s-(s-2r^2)\alpha'] \\ - 2r(1-r\alpha') \end{cases} \end{cases}$$

$$v_{2n} = \begin{cases} + v_0(1-2n\alpha') \\ - w'_4(\alpha-\alpha')\,2n(1-n\alpha') \end{cases}$$

Solides naturels. — M. Frémont, dans son intéressante étude intitulée : *Mesure de la pression maximum instantanée résultant d'un choc* (1), donne un moyen pratique de mesurer la pression maximum instantanée produite par le choc d'un mouton sur un crusher, lorsque la vitesse d'impact n'est pas trop grande ; ce moyen consiste à comparer les déformations résultant du choc aux déformations statiques obtenues au moyen de pressions connues. Voici d'ailleurs comment il s'exprime :

« Pour déterminer, dans la pratique industrielle, l'effort maximum instantané résultant d'un choc donné, on fera les opérations suivantes :

» 1° Sur une éprouvette identique à celle qui a été déformée dynamiquement, produire statiquement par le même mode d'essai, traction, compression, flexion, torsion, etc., une déformation au moins équivalente;

» 2° Déduire du nombre de kilogrammètres employés dans l'essai au choc le tiers environ, si toutefois (ce qui serait préférable) le rendement n'a pas été mesuré par un essai direct; les deux tiers restants représentent le travail réellement utilisé;

» 3° Tracer sur le diagramme de l'essai statique l'ordonnée qui limite une surface équivalente au travail utilisé dans l'essai dynamique;

» 4° Mesurer l'ordonnée maximum de la surface ainsi délimitée.

» Cette ordonnée maximum mesure l'effort maximum instantané. »

Des expériences de ce genre permettraient de vérifier si nos formules sont bien applicables aux solides naturels, et dans quelles limites de vitesse et de déformation.

V. — THÉORIE DU RIVETAGE.

Le rivetage consiste à écraser un petit cylindre de métal dans un trou traversant plusieurs épaisseurs de matière : deux tôles, par exemple, qu'on veut assembler, de façon que le joint résiste aux efforts de traction ou d'arrachement, et souvent même s'oppose au passage des liquides.

La tête du rivet se prépare généralement d'avance à l'atelier, avec des machines spéciales, tandis que la rivure se fait forcément sur place; dans les deux cas, l'écrasement peut s'obtenir : soit par pression, c'est le rivetage statique; soit par choc, c'est le rivetage dynamique. Nous étudierons successivement ces deux modes de rivetage.

Rivetage statique. — Les courbes de compression que nous avons données montrent que la résistance du métal passe par un maximum lorsque la température s'élève. On doit chauffer le rivet bien au-dessus de ce maximum, mais il ne faut pourtant pas exagérer la température, surtout si l'on opère

(1) *Revue de Métallurgie*, juin 1904.

rapidement; le travail doit être achevé au rouge sombre tout au plus, autrement au refroidissement le corps du rivet se contracte trop, et de plus, comme il est peu résistant à cette température, il s'allonge facilement, ce qui nuit à l'accostage des tôles. Les courbes de déformation permettent de trouver la pression maximum ainsi que le travail nécessaires pour écraser le rivet, et le gonfler dans la proportion convenable pour obtenir la tête voulue. En pratique, on cherche à obtenir une pression de 90^{kg} à 110^{kg} par millimètre carré de la section du corps du rivet, suivant la nature du métal, ce qui fait de 30^{kg} à 50^{kg} par millimètre carré de la section maxima de la rivure. Il ne faudrait, d'ailleurs, pas exagérer les efforts, car l'excès de la pression sur la résistance du rivet se transmet aux parois du trou, et pourrait fatiguer la tôle, et même déterminer une fente rejoignant le trou au bord de la tôle.

Pour éviter cet inconvénient, on peut écraser deux rivets à la fois lorsque leur diamètre est faible, ou disposer sur la riveuse une soupape réductrice, ou encore employer un accumulateur à pression variable, dont la charge, composée de rondelles métalliques, se modifie automatiquement suivant la hauteur à laquelle on maintient l'équilibre; cette dernière solution est surtout employée pour les grandes riveuses fixes, qui sont desservies par un petit accumulateur.

Le rivetage hydraulique est excellent, lorsqu'il est bien exécuté; nous lui donnons la préférence pour toutes les pièces transportables, et qu'on peut présenter à la machine, mais les riveuses hydrauliques sont lourdes et difficiles à manier, surtout lorsqu'elles ont de grandes portées; c'est ce qui limite leur emploi, lorsqu'il faut river sur place.

Nous avons vu que le travail nécessaire pour écraser un rivet a été déterminé par M. Frémont à l'aide d'une riveuse à levier. Nous nous sommes servis, dans le même but, de son élasticimètre installé sur une presse hydraulique comme le montre la figure 33.

Le tableau suivant donne quelques résultats obtenus à cette machine en pompant à bras.

Rappelons que, suivant Pouillet, on peut évaluer comme suit les températures d'après la coloration du fer :

Rouge naissant	525°
Rouge sombre	700
Cerise naissant	800
Cerise	900
Cerise clair	1000
Orangé foncé	1100
Orangé clair	1200
Blanc	1300
Blanc soudant	1400
Blanc éblouissant	1500

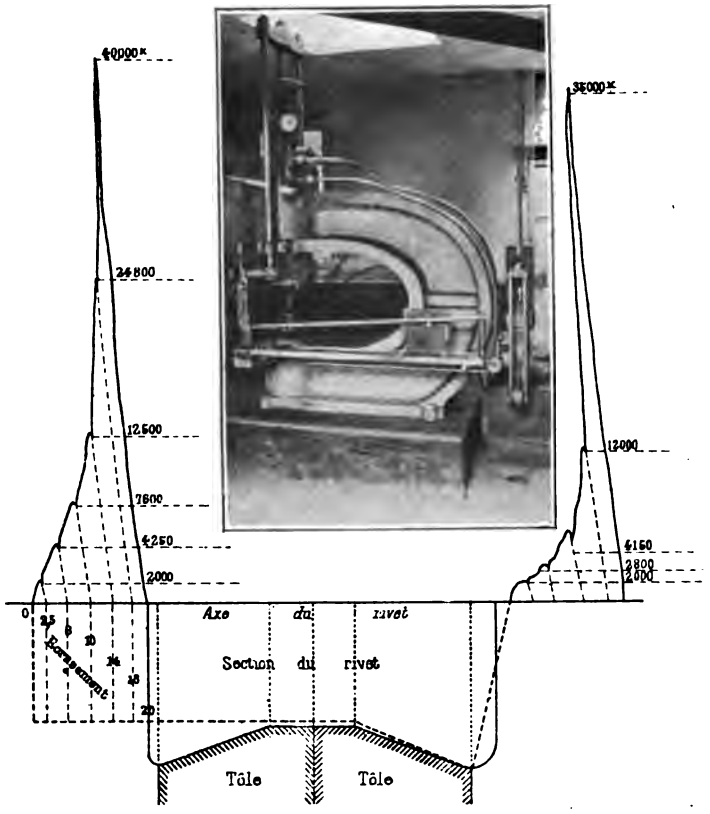
ESSAI D'ÉCRASEMENT SUR DES RIVETS DE 22mm.

Repères.	Diamètre du trou de rivet.	Diamètre maximum de la fraisure.	PRESSION totale de la riveuse.	PRESSION par millimètre carré du trou de rivet.	PRESSION par millimètre carré du diamètre maximum de la fraisure.
	mm	mm	kg	kg	kg
1....	22	30	38000	100	53
2....	22	30	40000	105	56
3....	22	30	35000	92	50
4....	22	30	39000	102	55
5....	22	30	36000	94	51
		Total.....	188000	493	265
		Moyenne.....	37600	98	53

Travail moyen par centimètre carré du trou de rivet..... 22kgm

Travail moyen par centimètre carré de la fraisure..... 11kgm

Fig. 33. — Elasticimètre Frémont.



Le rivet et l'écrasement sont figurés au double de la grandeur.
Les traits en tirets représentent le rivet avant écrasement, et les traits pleins après écrasement.
Les cotes des courbes indiquent la pression après chaque coup de piston.

Les courbes de la figure 33 correspondent aux repères 2 et 3; le n° 2 était plus froid que le n° 3, aussi a-t-il exigé plus de force, et un travail plus considérable. Ces courbes sont discontinues, et permettent de compter les coups de piston donnés pour faire monter la pression; si l'on se servait de la pression de l'accumulateur en admettant l'eau par un orifice très étranglé, on obtiendrait des courbes continues.

Rivetage dynamique. — La théorie complète du rivetage par chocs présenterait de très grandes difficultés et trop de complications, aussi nous contenterons-nous d'une première approximation, en négligeant ce qui ne paraît avoir qu'une importance secondaire.

Le tableau ci-après résume les résultats auxquels nous sommes arrivés, tant pour le choc élastique que pour le choc déformant. Pour rendre ce tableau plus facile à lire, nous avons dû simplifier le plus possible les notations, en adoptant les abréviations suivantes :

$$\mu = \frac{sVd}{g}, \qquad \mu' = \frac{s'V'd'}{g}, \qquad \mu'' = \frac{s'V''d'}{g},$$

masses parcourues par les efforts dans l'unité de temps ;

$$\frac{\mu'}{\mu} = \alpha = \frac{s'V'd'}{sVd}, \qquad \frac{\mu''}{\mu} = \alpha' = \frac{s'V''d'}{sVd}, \qquad \frac{\mu' - \mu''}{\mu} = \alpha - \alpha' = \frac{s'V'd' - s'V''d'}{sVd},$$

$$\frac{\mu - \mu'}{\mu} = 1 - \alpha = \frac{sVd - s'V'd'}{sVd}, \qquad \frac{\mu + \mu'}{\mu} = 1 + \alpha = \frac{sVd + s'V'd'}{sVd}.$$

Les formules relatives au choc élastique sont simples, elles ne comportent qu'un terme en v_0, vitesse initiale du marteau. Celles qui concernent le choc déformant contiennent au moins un second terme en w'_ε, vitesse de translation de la matière sous l'action d'une pression unitaire p'_ε correspondant à la limite élastique de la barre; elles peuvent en contenir un troisième et même plus.

Lorsque la barre a une longueur suffisante, longueur qui n'est jamais inférieure à deux fois celle du marteau, mais qui peut être bien supérieure, nos formules sont applicables, et permettent de calculer : soit l'effet sur la barre d'un coup de marteau donné, soit les dimensions et la vitesse du marteau permettant d'obtenir un résultat déterminé sur une barre donnée; ce dernier problème est d'ailleurs indéterminé, la vitesse et la masse du marteau pouvant se suppléer mutuellement.

Les rivets, toujours courts, sont bien loin d'avoir deux fois la longueur du marteau, et l'expérience a montré la nécessité de suppléer à l'absence de longueur de la barre en plaçant derrière le rivet, pour résister au choc, une masse qu'on appelle un *tas*.

			CHOC ÉLASTIQUE.	
			Cas général.	$\frac{\mu'}{\mu} = \alpha = 1.$
	Vitesse initiale.....	v_0	v_0	v_0
Ire période double $\Delta_1 t + \Delta_2 t$.	Vitesse commune.....	$u_1 = u_2$	$v_0 \frac{1}{1+\alpha}$	$v_0 \frac{1}{2}$
	Pression au contact.....	$P_1 = P_2$	$v_0 \mu' \frac{1}{1+\alpha}$	$v_0 \mu \frac{1}{2}$
Entre les deux périodes.	Déplacement extrême.....	D_2	$v_0 \frac{2l}{V} \frac{1}{1+\alpha}$	$v_0 \frac{l}{V}$
	Vitesse finale.....	v_2	$v_0 (1-\alpha) \frac{1}{1+\alpha}$	0
IIe période double $\Delta_3 t + \Delta_4 t$.	Vitesse commune.....	$u_3 = u_4$	$v_0 \frac{1}{1+\alpha} \left(\frac{1-\alpha}{1+\alpha}\right)$	"
	Pression au contact.....	$P_3 = P_4$	$v_0 \mu' \frac{1}{1+\alpha} \left(\frac{1-\alpha}{1+\alpha}\right)$	"
Entre les deux périodes.	Déplacement extrême.....	D_4	$v_0 \frac{2l}{V} \frac{1}{1+\alpha} \left(\frac{1-\alpha}{1+\alpha}\right)$	"
	Vitesse finale.....	v_4	$v_0 (1-\alpha) \frac{1}{1+\alpha} \left(\frac{1-\alpha}{1+\alpha}\right)$	"
IIIe période double $\Delta_5 t + \Delta_6 t$.	Vitesse commune.....	$u_5 = u_6$	$v_0 \frac{1}{1+\alpha} \left(\frac{1-\alpha}{1+\alpha}\right)^2$	"
	Pression au contact.....	$P_5 = P_6$	$v_0 \mu' \frac{1}{1+\alpha} \left(\frac{1-\alpha}{1+\alpha}\right)^2$	"
Entre les deux périodes.	Déplacement extrême.....	D_6	$v_0 \frac{2l}{V} \frac{1}{1+\alpha} \left(\frac{1-\alpha}{1+\alpha}\right)^2$	"
	Vitesse finale.....	v_6	$v_0 (1-\alpha) \frac{1}{1+\alpha} \left(\frac{1-\alpha}{1+\alpha}\right)^2$	"
Nième période double $\Delta_{2n-1} + \Delta_{2n}$.	Vitesse commune.....	$u_{2n-1} = u_{2n}$	$v_0 \frac{1}{1+\alpha} \left(\frac{1-\alpha}{1+\alpha}\right)^{n-1}$	"
	Pression au contact.....	$P_{2n-1} = P_{2n}$	$v_0 \mu' \frac{1}{1+\alpha} \left(\frac{1-\alpha}{1+\alpha}\right)^{n-1}$	"
Entre les deux périodes.	Déplacement extrême	D_{2n}	$v_0 \frac{2l}{V} \frac{1}{1+\alpha} \left(\frac{1-\alpha}{1+\alpha}\right)^{n-1}$	"
	Vitesse finale.....	v_{2n}	$v_0 (1-\alpha) \frac{1}{1+\alpha} \left(\frac{1-\alpha}{1+\alpha}\right)^{n-1}$	"

CHOC DÉFORMANT POUR LA BARRE $p' = p'_t + p''$.

Cas général.	$\frac{\mu''}{\mu} = \alpha'$ très petit, α'^2 négligeable.	α' négligeable (sauf quand il est multiplié par μ' ou μ'').	
v_0	v_0	v_0	v_0
$v_0 \frac{1}{1+\alpha'} - w'_t \frac{(\alpha-\alpha')}{1+\alpha'}$	$v_0(1-\alpha') - w'_t(\alpha-\alpha')(1-\alpha')$	$v_0 - w'_t \alpha$	$u_1 = u_2$
$v_0 \mu'' \frac{1}{1-\alpha'} - w'_t \frac{\mu-\mu''}{1+\alpha'}$	$v_0 \mu''(1-\alpha') + w'_t(\mu'-\mu'')(1-\alpha')$	$[v_0 \mu'' + w'_t(\mu'-\mu'')](1-\alpha')$	$P_1 = P_2$
$v_0 \frac{2l}{V} \frac{1}{1+\alpha'} - w'_t \frac{l}{V} \frac{2(\alpha-\alpha')}{1+\alpha'} - v'_{0t} \frac{l}{V} \frac{2}{1+\alpha'}$	$v_0 \frac{2l}{V}(1-\alpha') - w' \frac{2l}{V}(\alpha-\alpha')(1-\alpha') - v'_{0t} \frac{l}{V} \frac{2}{1+\alpha}$	$v_0 \frac{2l}{V} - w'_t \frac{2l}{V} \alpha - v_{0t} \frac{l}{V} \frac{2}{1+\alpha}$	D_2
$v_0(1-\alpha') \frac{1}{1+\alpha'} - w'_t \frac{2(\alpha-\alpha')}{1+\alpha'}$	$v_0(1-2\alpha') - w'_t(\alpha-\alpha')2(1-\alpha')$	$v_0 - w'_t 2\alpha$	v_2
"	$v_0(1-3\alpha') - w'_t(\alpha-\alpha')(3-5\alpha')$	$v_0 - w'_t 3\alpha$	$u_3 = u_4$
"	$v_0 \mu''(1-3\alpha') + w'_t(\mu'-\mu'')(1-3\alpha')$	$[v_0 \mu'' + w'_t(\mu'-\mu'')](1-3\alpha')$	$P_3 = P_4$
"	$v_0 \frac{2l}{V}(1-3\alpha') - w'_t \frac{2l}{V}(\alpha-\alpha')(3-5\alpha') - v_{0t'} \frac{2l}{V} \frac{1}{1+\alpha}$	$v_0 \frac{2l}{V} - w'_t \frac{2l}{V} 3\alpha - v_{0t'} \frac{2l}{V} \frac{1}{1+\alpha}$	D_4
"	$v_0(1-4\alpha') - w'_t(\alpha-\alpha')4(1-\alpha')$	$v_0 - w'_t 4\alpha$	v_4
"	$v_0(1-5\alpha') - w'_t(\alpha-\alpha')(5-13\alpha')$	$v_0 - w'_t 5\alpha$	$u_5 = u_6$
"	$v_0 \mu''(1-5\alpha') + w'_t(\mu'-\mu'')(1-5\alpha')$	$[v_0 \mu'' + w'_t(\mu-\mu'')](1-5\alpha')$	$P_5 = P_6$
"	$v_0 \frac{2l}{V}(1-5\alpha') - w'_t \frac{2l}{V}(\alpha-\alpha')(5-13\alpha') - v_{0t'} \frac{2l}{V} \frac{1}{1+\alpha}$	$v_0 \frac{2l}{V} - w'_t \frac{2l}{V} 5\alpha - v_{0t'} \frac{2l}{V} \frac{1}{1+\alpha}$	D_6
"	$v_0(1-6\alpha') - w'_t(\alpha-\alpha')6(1-\alpha')$	$v_0 - w'_t 6\alpha$	v_6
"	$v_0[1-(2n-1)\alpha'] - w'_t(\alpha-\alpha') \times \{(2n-1) - [(2n-1) - 2(n-1)^2]\alpha'\}$	$v_0 - w'_t(2n-1)\alpha$	$u_{2n-1} = u_{2n}$
"	$v_0 \mu''[1-(2n-1)\alpha'] - w'_t(\mu'-\mu'') \times [1-(2n-1)^2]\alpha'$	$v_0 \mu'' + w'_t(\mu'-\mu'') \times [1-(2n-1)\alpha']$	$P_{2n-1} = P_{2n}$
"	$v_0 \frac{2l}{V}[1-(2n-1)\alpha'] - w'_t \frac{2l}{V}(\alpha-\alpha') \times \{(2n-1) - [(2n-1) - 2(n-1)^2]\alpha'\} - v_{0t'} \frac{2l}{V} \frac{1}{1+\alpha}$	$v_0 \frac{2l}{V} - w'_t \frac{2l}{V}(2n-1)\alpha - v_{0t'} \frac{2l}{V}$	D_{2n}
"	$v_0(1-2n\alpha') - w'_t(\alpha-\alpha')2n(1-n\alpha')$	$v_0 - w'_t 2n\alpha$	v_{2n}

Emploi du tas. — Dans le rivetage hydraulique, la poussée de la tige de piston sur l'extrémité du rivet, pendant qu'elle l'écrase, est équilibrée par la réaction du bâti en forme de C sur la tête du rivet.

Dans le choc du marteau sur une longue barre, la résistance à la pression du marteau sur l'extrémité de la barre est fournie par l'inertie de la barre elle-même, dont la matière se comprime de proche en proche en prenant de la vitesse.

Dans le rivetage au marteau, le tas qu'on appuie plus ou moins énergiquement sur la tête du rivet agit des deux façons à la fois, et la pression sur l'extrémité du rivet, nécessaire pour faire la rivure, est équilibrée, du côté de la tête, partie par la pression et partie par l'inertie du tas.

Nous avons vu que la pratique a conduit à donner moins de masse au tas, lorsqu'on l'appuie énergiquement sur le rivet à l'aide d'un levier; cette pratique est logique, la pression et la masse pouvant remplir le même but, et se suppléer mutuellement, au moins en partie, car chacune a son utilité. Si l'on exagérait la pression, on s'exposerait à déformer la tôlerie sur laquelle on opère, et, si on la réduisait trop, le tas qui se sépare de la tête du rivet par l'effet du coup de marteau ne reviendrait pas à sa place assez vite pour résister au coup de marteau suivant; cette condition exige un minimum de pression, qui augmente, toutes choses égales d'ailleurs, avec la rapidité des coups de marteau.

Nous n'entrerons pas dans le détail du fonctionnement du tas en analysant l'influence de ses dimensions et de sa nature, nous constaterons seulement qu'il agit surtout par sa masse, qui doit augmenter avec l'énergie du choc, c'est-à-dire avec la masse et la vitesse du marteau, dont la quantité de mouvement se transmet, au moins en grande partie, au tas qui appuie le rivet. On peut admettre que le tas remplace la barre de grande longueur, et résiste même plus qu'elle, tant à cause de sa masse que parce qu'il ne s'écrase pas.

Emploi de la bouterolle. — Lorsqu'on rive à bras, le marteau frappe directement sur le rivet, au moins lorsque la rivure est fraisée ou en forme de diamant, car pour les têtes bombées on finit le travail avec une bouterolle; avec le marteau pneumatique, on interpose toujours une bouterolle entre la frappe et le rivet; il convient donc de voir quel est le rôle de cet organe.

Supposons que le marteau et la bouterolle aient même diamètre et même qualité de métal, le choc entre eux est élastique, et, pendant le temps $2\Delta t = \frac{l}{V}$, la vitesse commune $u = w' = \frac{v_0}{2}$; la bouterolle est donc traversée par une onde comprimée, qui imprime à la matière une vitesse égale à la moitié de celle du marteau. Lorsque l'onde arrive à l'extrémité de la bouterolle, la matière tend à se détendre, et par suite à doubler de vitesse; tout se passe comme si la bouterolle attaquait le rivet avec une vitesse v_0, ou comme si

le marteau attaquait directement le rivet; le rôle de la bouterolle se borne donc à transmettre le choc à une distance égale à sa longueur. Nous avons supposé, bien entendu, que les contacts sont parfaits, aussi bien entre le marteau et la bouterolle qu'entre celle-ci et le rivet, ce qui n'a pas lieu dans la pratique et entraîne une certaine perte; les variations de diamètre peuvent en occasionner une autre.

M. Frémont a trouvé par expérience que l'interposition d'une bouterolle occasionnait une perte de 10 à 15 pour 100 pour le rivetage à bras. Il n'y a là rien d'étonnant. Dans le cas du marteau pneumatique, où la bouterolle est guidée et bien ajustée, la perte est probablement moindre. Dans tous les cas, la présence de la bouterolle ne modifie pas la nature du phénomène, elle diminue seulement son intensité dans une proportion sensible, et nécessite l'emploi d'un coefficient de réduction.

Coups répétés. — La riveuse hydraulique est assez puissante pour écraser le rivet d'une seule fois, en agissant sur toute sa section. Un gros marteau peut obtenir le même résultat, et M. Frémont est arrivé par tâtonnements à trouver que : « pour exécuter un rivetage d'un seul coup de marteau-pilon, il faut une masse de 115^{kg} tombant de $1^{m},75$, soit un travail de 200^{kgm} pour écraser un rivet de 25^{mm} de diamètre, ou environ $0^{kgm},4$ par millimètre carré de section ». Quant au marteau à bras, la pression qu'il développe est modérée et de très courte durée. La force de l'homme qui le manœuvre limite sa puissance, aussi ne faut-il pas dépasser le diamètre de 24^{mm}, 26^{mm} au plus, pour avoir un bon travail, lorsqu'on rive à bras.

Supposons d'abord qu'on frappe une série de coups identiques normalement à la base du rivet.

Le premier coup de marteau écrase et écrouit la matière sur une épaisseur toujours très faible, qui est en rapport avec la pression et avec le temps pendant lequel elle est supérieure à la limite élastique; il donne lieu en outre à une onde élastique de pression, qui va se perdre dans le tas.

Le second coup agit sur la partie très mince, déjà écrouie, qui transmet l'effort sans l'altérer sensiblement, vu sa faible masse, et la partie voisine s'écrase et s'écrouit à son tour. Le troisième coup agit de même, la pression se transmet au travers de l'épaisseur écrouie par les deux premiers, et ainsi de suite. On voit que l'effet de chaque coup s'ajoute à celui des précédents, et que l'écrasement s'allonge sur le rivet. En même temps qu'elle s'écrase, la matière s'écrouit, ce qui contribue avec le refroidissement à augmenter sa résistance au choc; aussi, après un temps assez court, la pression au contact ne dépasse plus la limite élastique, et chaque coup ne donne lieu qu'à une onde de pression, qui traverse le rivet sans laisser trace de son passage.

Pour retarder le moment où le choc devient impuissant, le riveur a soin de déplacer le point d'impact sur le rivet; afin d'éviter que le marteau attaque une trop grande surface de métal, il pétrit la matière dans tous les sens.

Ce qui précède s'applique au marteau pneumatique comme au marteau à bras; le premier a moins de longueur et de masse que le second, mais il a plus de vitesse au choc, et les coups se succèdent beaucoup plus rapidement. Le riveur commence toujours par écraser le rivet en frappant vers le centre, puis il refoule la matière du centre vers les bords de la rivure, en déplaçant convenablement la bouterolle sur la rivure qu'il achève; il est bon en terminant de revenir frapper quelques coups au centre.

Applications de la théorie. — Il résulte de ce qui précède que la présence du tas et surtout de la bouterolle ne modifie pas essentiellement la nature du phénomène, en sorte que nous pouvons essayer d'employer les formules qui précèdent pour résoudre les problèmes suivants :

1° Effet d'un coup de marteau donné;

2° Déterminer le coup de marteau nécessaire pour produire un certain écrasement.

Nous avons vu que les résultats du choc dépendent :

1° De la vitesse d'impact, v_0;

2° Des dimensions du marteau s, l, et de la barre s';

3° De la masse du marteau et de celle de la barre influencée dans l'unité de temps pendant la phase élastique μ, μ', et aussi de la masse influencée dans la barre pendant la période de grand écrouissage μ''. Nous avons supposé que le marteau ne dépassait pas la limite élastique, et nos formules ont été calculées en supposant que la barre restait dans les limites du grand écrouissage, ce qui paraît insuffisant pour l'acier; il conviendrait de les étendre au cas du petit écrouissage, ce qui leur ajouterait un troisième terme.

Si l'on voulait se rapprocher encore davantage de la courbe de déformation, on pourrait considérer une période de plus pour l'acier aux températures modérées, et une valeur spéciale de E pour le raccordement de la période élastique et de la période d'écrouissage α, etc.... Chaque portion de ligne droite ajoutée ainsi a pour résultat l'introduction d'un nouveau terme dans les formules.

En posant pour abréger :

$$\varepsilon = \sqrt{dE}, \quad \varepsilon' = \sqrt{d'E'}, \quad \varepsilon'' = \sqrt{d'E''},$$

il vient :

$$\mu = \frac{sVd}{g} = s\frac{d}{g}\sqrt{\frac{gE}{d}} = s\sqrt{\frac{dE}{g}} = \frac{s\varepsilon}{\sqrt{g}} \quad \text{de même} \quad \mu' = \frac{s'\varepsilon'}{\sqrt{g}} \cdots$$

On voit que les données physiques ε, ε', ε'' ont une grande importance au point de vue du choc, et comme les valeurs de d varient peu, ce sont en réalité les coefficients E, E', E'' qui ont de l'importance; leurs valeurs varient d'une façon continue avec la température, et d'une façon discontinue avec la pression unitaire supportée par la matière; elles ne sont pas les mêmes pour les différentes phases, mais elles restent sensiblement constantes pendant toute la durée de chacune d'elles. Le tableau ci-après donne les valeurs

TABLEAU DES VALEURS DE E DANS LES DIFFÉRENTES PHASES DE DÉFORMATION.

TEMPÉRATURES.	PHASES relatives aux déformations.	INDICES.	CUIVRE.			ACIER M.			ACIER N.		
			p.	a.	E.	p.	a.	E.	p.	a.	E
15°	Petite.....		0	0	E = 10000	0	0	E = 20000	0	0	E = 20000
		ε	18	0,8	E' = 121	15	"	E' = 514	11	"	E' = 658
	Moyenne...	e	25	7	E'' = 24	33	3	E'' = 182	50	6	E'' = 78
	Grande.....	f	36	50		54	15	E''' = 68	68	28	E''' = 32
	Très grande.		∞	100	0	∞	100	0	∞	100	0
100°	Petite.....		0	0	E =	0	0	E =	0	0	E = 19 540
		ε	16	0,5	E' = 73	12	"	E' = 600	10	"	E' = 462
	Moyenne...	e	24	8	E'' = 25	36	4	E'' = 322	47	8	E'' = 104
	Grande.....	f	34	50		65	15	E''' = 91	72	32	E''' = 34
	Très grande.		∞	100	0	∞	100	0	∞	100	0
250°	Petite.....		0	0	E =	0	0	E =	0	0	E = 18 850
		ε	14	0,5	E' = 50	16	"	E' = 720	9	"	E' = 571
	Moyenne...	e	21	14	E'' = 18	52	5	E'' = 220	49	7	E' = 109
	Grande.....	f	27	50		90	22	E''' = 67	73	29	E''' = 52
	Très grande.		∞	100	0	∞	100	0	∞	100	0
525°	Petite.....		0	0	E =	0	0	E =	0	0	E = 17 580
		ε	8	2,5	E' = 57	7	"	E' = 520	7	"	E' = 394
	Moyenne...	e	12	9	E'' = 1	33	5	E'' = 85	40	8	E'' = 65
	Grande.....		∞	100	0	∞	100	0	∞	100	0
700°	Petite.....				"	0	0	E =	0	0	E = 16 780
		ε	"	"	"	5	"	E' = 220	5	"	E' = 161
	Moyenne...	e	"	"	"	16	5	E'' = 64	19	9	E'' = 33
	Grande.....		"	"		∞	100	0	∞	100	0
900°	Petite.....				"	0	0	E =	0	0	E = 15 860
		ε	"	"	"	3	"	E' = 142	4	"	E' = 152
	Moyenne...	e	"	"	"	13	7	E'' = 15	18	9	E'' = 5
	Grande.....		"	"		∞	100	0	∞	100	0
1000°	Petite.....		"	"	"	0	0	E =	0	0	E = 15 400
		ε	"	"	"	1	"	E' = 116	3	"	E' = 139
	Moyenne...	e	"	"	"	8	6	E'' = 13	15	9	E'' = 6
	Grande.....		"	"		∞	100	0	∞	100	0

de E d'après M. Schaëffer [1] et celles de E'E'' déduites de nos courbes de déformation.

Effet d'un coup de marteau donné. — Nous examinerons successivement différents cas; le choc restant toujours dans les limites de l'élasticité pour le marteau, il peut correspondre pour la barre aux différentes phases de déformation.

Choc élastique. — Si le rivet est froid, et si la pression qu'il supporte au choc reste comprise dans la phase élastique, nous avons vu qu'il peut se présenter trois cas dont nous résumons les données, sous forme de tableau, en adoptant les notations suivantes :

$$\mu = \frac{sVd}{g} = \frac{s\varepsilon}{\sqrt{g}} \quad \text{et} \quad \mu' = \frac{s'V'd'}{g} = \frac{s'\varepsilon'}{\sqrt{g}}.$$

	CHOC ÉLASTIQUE.		
	$sVD < s'V'd'$ $s = s'$ $\varepsilon < \varepsilon'$	$sVd = s'V'd'$ $s = s'$ $\varepsilon = \varepsilon'$	$sVd > s'V'd'$ $s > s'$ $\varepsilon > \varepsilon'$
u_1.....	$v_0 \frac{\varepsilon}{\varepsilon + \varepsilon'}$	$v_0 \frac{1}{2}$	$v_0 \frac{s\varepsilon}{s\varepsilon + s'\varepsilon'}$
$p'_1 = \frac{P_1}{s'}$...	$v_0 \frac{\varepsilon'}{\sqrt{g}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon + \varepsilon'}$	$v_0 \frac{\varepsilon}{2\sqrt{g}}$	$v_0 \frac{\varepsilon'}{\sqrt{g}} \frac{s\varepsilon}{s\varepsilon + s'\varepsilon'}$
D_2.....	$v_0 \frac{l}{V} \frac{2\varepsilon}{\varepsilon + \varepsilon'}$	$v_0 \frac{l}{V}$	$v_0 \frac{l}{V} \frac{2s\varepsilon}{s\varepsilon - s'\varepsilon'} = v_0 \frac{2}{\sqrt{g}} \frac{sld}{s\varepsilon + s'\varepsilon'}$
v_2.....	$v_0 \frac{\varepsilon - \varepsilon'}{\varepsilon + \varepsilon'}$	0	$v_0 \frac{s\varepsilon - s'\varepsilon'}{s\varepsilon + s'\varepsilon'}$
	Séparation par rebondissement Choc terminé	Contact sans pression Choc terminé	Contact avec pression Chocs successifs
ΣD.....	$v_0 \frac{l}{V} \frac{2\varepsilon}{\varepsilon + \varepsilon'}$	$v_0 \frac{l}{V}$	$v_0 \frac{sld}{s'V'd'}$

Dans les deux premières colonnes, on a supposé les sections du marteau et de la barre égales entre elles, pour bien montrer l'influence des données physiques; dans la troisième colonne, les sections sont différentes, et leur influence s'ajoute à celle des données physiques.

Dans le cas simple où le marteau et le rivet ont même section et mêmes données physiques, la vitesse commune est la moitié de la vitesse initiale,

---

[1] Formule de M. Clémens Schaëffer $E' = E(1 + \alpha t)$ [*Action comparée des forces sur les solides invariables, élastiques, déformables* (*Bulletin de l'Association Technique Maritime* de 1902).

la pression unitaire est proportionnelle à ε et le déplacemont de l'extrémité de la barre à $\frac{l}{V}$.

Choc déformant. — La section du marteau qui sert à river est généralement plus grande que celle du rivet

$$s > s'.$$

Les vélocités des pressions, dans le marteau et dans le rivet aux différentes périodes de résistance, se classent, même à froid, dans l'ordre suivant :

$$V > V' > V'' > V''';$$

ces vélocités ont d'ailleurs des valeurs beaucoup moindres à chaud qu'à froid.

Quant aux valeurs de d, elles diffèrent peu pour le fer et l'acier, même quand la température change; il en résulte que

$$\mu > \mu' > \mu'' > \mu''',$$

de même que

$$E > E' > E'' > E'''$$

et, par suite, les rapports de ces qualités

$$\frac{\mu'}{\mu} = \frac{s'\varepsilon'}{s\varepsilon} = \alpha, \qquad \frac{\mu''}{\mu} = \frac{s'\varepsilon''}{s\varepsilon} = \alpha', \qquad \frac{\mu'''}{\mu} = \frac{s'\varepsilon'''}{s\varepsilon} = \alpha''$$

varient également dans le même sens

$$\alpha > \alpha' > \alpha''.$$

Lorsque le rivet est froid, la valeur de α est toujours inférieure à l'unité, et les valeurs de α' et α'' sont beaucoup plus faibles; lorsqu'on rive à chaud, toutes ces valeurs diminuent avec la température, et deviennent assez petites, surtout celles de α' et α'', pour qu'on puisse négliger les puissances supérieures à l'unité, et quelquefois même ces dernières. Pour s'en rendre compte, il suffit de comparer les valeurs de E, E' données page 241.

Le tableau suivant résume les résultats relatifs à la première période double $\Delta_1 t + \Delta_2 t = 2\frac{l}{V}$ du choc, suivant que la pression au contact est comprise dans la phase élastique ou dans celle des moyennes ou des grandes déformations :

NOMENCLATURE.	PHASE DU CHOC.		
	ÉLASTIQUE 0 à p_ε.	MOYENNES DÉFORMATIONS p_ε à p_e.	GRANDES DÉFORMATIONS au delà de p_e.
u_1.....	$\frac{s\varepsilon}{s\varepsilon+s'\varepsilon'}v_0$	$\frac{s\varepsilon}{s\varepsilon+s'\varepsilon''}\left(v_0-w'_\varepsilon\frac{s'}{s}\frac{\varepsilon'-\varepsilon''}{\varepsilon}\right)$	$\frac{s\varepsilon}{s\varepsilon+s'\varepsilon'''}\left(v_0-w'_\varepsilon\frac{s'}{s}\frac{\varepsilon'-\varepsilon'''}{\varepsilon}-w''_e\frac{s'}{s}\frac{\varepsilon''-\varepsilon'''}{\varepsilon}\right)$
..		$w'_\varepsilon=p'_\varepsilon\frac{\sqrt{g}}{\varepsilon'}=p'_\varepsilon\sqrt{\frac{g}{d'E'}}$	$w''_e=p''_e\frac{\sqrt{g}}{\varepsilon''}=p''_\varepsilon\sqrt{\frac{g}{d'E''}}$
$p'=\frac{P_1}{s'}$	$\frac{s\varepsilon}{s\varepsilon+s'\varepsilon'}v_0\frac{\varepsilon'}{\sqrt{g}}$	$\frac{s\varepsilon}{s\varepsilon+s'\varepsilon''}\left[v_0\frac{\varepsilon''}{\sqrt{g}}+w'_\varepsilon\frac{\varepsilon'-\varepsilon''}{\sqrt{g}}\right]$	$\frac{s\varepsilon}{s\varepsilon+s'\varepsilon'''}\left[v_0\frac{\varepsilon'''}{\sqrt{g}}+w'_\varepsilon\frac{\varepsilon'-\varepsilon'''}{\sqrt{g}}+w''_e\left(\frac{\varepsilon''-\varepsilon'''}{\sqrt{g}}\right)\right]$
	$\frac{s\varepsilon}{s\varepsilon+s'\varepsilon'}\frac{E'}{V'}$	$\frac{s\varepsilon}{s\varepsilon+s'\varepsilon''}\left[v_0\frac{E''}{V''}+p'\left(1-\frac{\varepsilon''}{\varepsilon'}\right)\right]$	$\frac{s\varepsilon}{s\varepsilon+s'\varepsilon'''}\left[v_0\frac{E'''}{V'''}+p'_\varepsilon\left(1-\frac{\varepsilon'''}{\varepsilon'}\right)+p''_e\left(1-\frac{\varepsilon'''}{\varepsilon''}\right)\right]$
D_2.....	$\frac{s\varepsilon}{s\varepsilon+s'\varepsilon'}v_0\frac{2l}{V}$	$\frac{s\varepsilon}{s\varepsilon+s'\varepsilon''}\frac{2l}{V}\left[v_0-w'_\varepsilon\frac{s'}{s}\left(1-\frac{\varepsilon''}{\varepsilon}\right)-v_{0\varepsilon'}\frac{s\varepsilon+s'\varepsilon''}{s\varepsilon+s'\varepsilon'}\right]$	$\frac{s\varepsilon}{s\varepsilon+s'\varepsilon'''}\frac{2l}{V}\left[v_0-w'_\varepsilon\frac{s'}{s}\frac{\varepsilon'-\varepsilon''}{\varepsilon}-w''_e\frac{s'}{s}\frac{\varepsilon''-\varepsilon'''}{\varepsilon}-v_{0\varepsilon'}\frac{s\varepsilon+s'\varepsilon'''}{s\varepsilon+s'\varepsilon'}\right]$
2.....	$\frac{s\varepsilon}{s\varepsilon+s'\varepsilon'}v_0\left(1-\frac{s'\varepsilon'}{s\varepsilon}\right)$	$\frac{s\varepsilon}{s\varepsilon+s'\varepsilon''}\left[v_0\left(1-\frac{s'\varepsilon''}{s\varepsilon}\right)-w'_\varepsilon 2\frac{s'}{s}\left(\frac{\varepsilon'-\varepsilon''}{\varepsilon}\right)\right]$	$\frac{s\varepsilon}{s\varepsilon+s'\varepsilon'''}\left[v_0\left(1-\frac{s'\varepsilon'''}{s\varepsilon}\right)-w'_\varepsilon 2\frac{s'}{s}\frac{\varepsilon'-\varepsilon''}{\varepsilon}-w''_\varepsilon 2\frac{s'}{s}\frac{\varepsilon''-\varepsilon'''}{\varepsilon}\right]$

On peut remarquer que le premier terme est toujours proportionnel à v_0, tandis que les autres ne dépendent que des dimensions et des données physiques du marteau et de la barre.

Pour savoir dans quelle phase est compris un choc dont on connaît la vitesse initiale, il faut commencer par comparer cette vitesse aux valeurs de v_0 correspondant à p'_ε et p''_e,

$$v_{0\varepsilon'}=p'_\varepsilon\frac{V'}{E'}\left(1+\frac{s'\varepsilon'}{s\varepsilon}\right),\qquad v_{0e''}=\frac{V''}{E''}\left[p''_e\left(1+\frac{s'\varepsilon''}{s\varepsilon}\right)-p'_\varepsilon\left(1-\frac{\varepsilon''}{\varepsilon'}\right)\right],$$

valeurs qui varient avec la température; pour l'acier, ces valeurs sont les suivantes :

Vitesses initiales correspondant à la limite élastique et à celle de moyenne déformation.

	$v_{0\varepsilon'}$.	$v_{0e''}$.	$\frac{V'}{E'}$.	$\frac{V''}{E''}$.	$\frac{V'''}{E'''}$.
15°.....	2,9	56	0,25	1,35	3,96
100.....	2,6	63	0,25	1,62	3,43
250.....	2,4	61	0,25	1,48	3,35
525.....	1,9	60	0,26	1,76	4,40
700.....	1,4	40	0,27	2,77	6,09
900.....	1,1	40	0,28	2,83	15,60
1000.....	0,9	37	0,28	2,99	14,16

Coup nécessaire pour exécuter une tête renflée. — Cherchons les dimensions et la vitesse à donner à un marteau cylindrique pour qu'il puisse exécuter, sur une longue barre, d'un seul coup, et pendant la première période double du choc $\Delta_1 t + \Delta_2 t = \frac{2l}{V}$, une tête dont le renflement est déterminé.

L'effort maximum P à exercer à l'extrémité de la barre dépend de la résistance unitaire p' de la matière, à la température à laquelle on opère θ, ainsi que du renflement ou gonflement qu'on se propose d'obtenir, et qui doit faire passer la section de sa valeur initiale s' à sa valeur maxima s'_m

$$P = s'_m p'.$$

On est libre de choisir la température θ, et c'est celle à laquelle on achève le travail qui importe surtout, car c'est à ce moment que la barre offre la plus grande résistance, tant à cause du refroidissement de la matière que de l'accroissement de la section; on voit, par suite, qu'il convient d'opérer rapidement.

Supposons qu'on frappe sur une barre d'acier N de 19^{mm} de diamètre portée au rouge sombre

$$s' = 283^{mm^2}, \qquad \theta = 700^\circ,$$

et qu'on veuille obtenir un gonflement G et une course d'écrasement D

$$G = \frac{s'_m}{s'} = 2,5, \qquad D = 0^m,105,$$

comme dans le cas d'une rivure plate à fraisure concave.

La valeur de la pression maxima est alors

$$P = s'_m p' = 2,5 \times s' p' = 2,5 \times 283 p' = 707 p'.$$

La valeur de p' est une donnée expérimentale, que nous pouvons trouver sur la courbe de déformation de l'acier N à 700° (p. 191); dans ce but, il nous faut d'abord trouver l'accourcissement unitaire maxima a_m. Comme le volume de la matière reste sensiblement constant pendant la compression, si l'on appelle dl' et dl'' la longueur, avant et après écrasement, de l'extrémité du rivet, on peut écrire

$$s'_m \times dl'' = s' \times dl' \qquad \text{ou} \qquad \frac{s'_m}{s'} = G = \frac{dl'}{dl''},$$

d'où l'on conclut

$$a'_m = \frac{dl' - dl''}{dl'} = \frac{s'_m - s'}{s'_m} = 1 - \frac{s'}{s'_m} = 1 - \frac{1}{G},$$

et, dans le cas qui nous occupe,

$$a'_m = 1 - \frac{1}{G} = 1 - 0,4 = 0,6.$$

En se reportant à la courbe d'écrasement statique, on trouve que pour cet accourcissement

$$p' = 36^{kg},5 \qquad \text{et} \qquad \frac{P}{s'} = p'G = 36,5 \times 2,5 = 91^{kg};$$

ce dernier chiffre correspond bien à celui que la pratique a indiqué pour les riveuses hydrauliques, comme nous l'avons vu précédemment.

La courbe des déformations nous montre également qu'on opère dans la troisième phase, celle des grandes déformations, en sorte que les formules à employer sont les suivantes :

$$\frac{P}{s'} = 91 = \frac{s\varepsilon}{s\varepsilon + s'\varepsilon'''}\left(\frac{v_0 E'''}{V'''} + p'_\varepsilon \frac{\varepsilon' - \varepsilon'''}{\varepsilon'} + p''_\varepsilon \frac{\varepsilon'' - \varepsilon'''}{\varepsilon''}\right),$$

$$D = 0,0105 = \frac{2l}{V}\,\frac{s\varepsilon}{s\varepsilon + s'\varepsilon'''}\left(v_0 - w'_\varepsilon \frac{s'}{s}\,\frac{\varepsilon' - \varepsilon''}{\varepsilon} - w'_e \frac{s'}{s}\,\frac{\varepsilon'' - \varepsilon'''}{\varepsilon} - v'_{0\varepsilon'}\,\frac{s\varepsilon + s'\varepsilon'''}{s\varepsilon + s'\varepsilon'}\right).$$

Ces deux équations contiennent trois inconnues

$$s, \quad l, \quad v_0,$$

relatives aux dimensions et à la vitesse initiale du marteau que nous supposons en acier dur. Comme le nombre des équations est inférieur d'une unité à celui des inconnues, le problème n'est pas déterminé, et nous pouvons choisir la valeur d'une de ces inconnues, comme nous l'avons déjà fait pour la température θ.

Nous avons vu que, pour les riveuses pneumatiques portatives, la section de la frappe est limitée par l'effort que le riveur peut exercer sur son outil; de même ici, l'effort total sur le fond de la riveuse doit être en rapport avec les moyens dont on dispose pour lui résister. Admettons qu'on emploie toujours de l'air comprimé à 7^{kg} donnant une pression moyenne de 6^{kg} dans le cylindre, et qu'on limite la poussée totale à 300^{kg} environ, on peut adopter un diamètre de 80^{mm} :

$$s = 5000^{mm^2}, \qquad 0,01 \times s \times 6 = 300^{kg}; \qquad \frac{s'}{s} = \frac{283}{5000} = 0,0566.$$

Portant ces données dans les formules, elles nous donneront les valeurs de la longueur et de la vitesse initiale du marteau; quant à sa course elle se calcule en fonction de la pression de l'air, qui lui communique la vitesse v_0: on a en effet

$$v_0 = \sqrt{2g'c} \qquad \text{mais} \qquad \frac{g'}{g} = \frac{s \times 6^{kg}}{sld},$$

d'où

$$v_0 = \sqrt{117\,\frac{c}{ld}} \qquad \text{et} \qquad c = \frac{v_0^2\,ld}{117}.$$

Revenons maintenant aux équations, elles peuvent se simplifier en faisant les remarques suivantes.

La densité qui entre dans les valeurs de $\varepsilon = \sqrt{dE}$, $\varepsilon' = \sqrt{d'E'}$... varie peu avec la température

$$\frac{d_0}{d_{700}} = (1 + \alpha t) = 1,0075;$$

nous pouvons négliger cette variation et admettre que $d' = d$, ce qui permet de remplacer ε, ε', ε'', ... par $\sqrt{E}$, $\sqrt{E'}$, $\sqrt{E''}$, ... dans tous les rapports.

Le rapport $\dfrac{s\varepsilon}{s\varepsilon + s'\varepsilon'''} = \dfrac{1}{1 + \dfrac{s'\varepsilon'''}{s\varepsilon}} = \dfrac{1}{1 + \dfrac{283}{5000} \times \dfrac{5,7}{20000}} = \dfrac{100000000}{100001613} = 0,999984$

diffère assez peu de l'unité pour qu'on puisse négliger ce facteur.

Dans ces conditions, les équations se simplifient et deviennent

$$91 = v_0 \frac{E'''}{V'''} + p'_\varepsilon \frac{\sqrt{E'} - \sqrt{E'''}}{\sqrt{E'}} + p''_e \frac{\sqrt{E''} - \sqrt{E'''}}{\sqrt{E''}},$$

$$0^m,0105 = \frac{2l}{V}\left(v_0 - w'_\varepsilon \frac{s'}{s} \frac{\sqrt{E'} - \sqrt{E'''}}{\sqrt{E}} - w''_e \frac{s'}{s} \frac{\sqrt{E''} - \sqrt{E'''}}{\sqrt{E}} - v'_{0\varepsilon'} \frac{\sqrt{E} + \frac{s'}{s}\sqrt{E'''}}{\sqrt{E} + \frac{s'}{s}\sqrt{E'}}\right).$$

Les valeurs des données physiques contenues dans ces formules sont :

Marteau à 15° environ.	Barre à 700°.				
$E = 20000$	$E' = 16780$	d'après	$E'' = 161$	$E''' = 33$	d'après les
$\sqrt{E} = 141$	$\sqrt{E'} = 129$	M. C.	$\sqrt{E''} = 12,6$	$\sqrt{E'''} = 5,7$	courbes de
$V = 5000$	$V' = 4530$	Schaëffer.	$V'' = 446$	$V''' = 200$	déformations.

$$p'_\varepsilon = 5^{kg}, \qquad p''_e = 19 - 5 = 14^{kg}, \qquad \frac{s'}{s} = 0,0566,$$

$$w'_\varepsilon = p'_\varepsilon \sqrt{\frac{g}{dE'}} = p'_\varepsilon \frac{V'}{E'} = 1,4, \qquad w''_e = p''_e \sqrt{\frac{d'E''}{g}} = p''_e \frac{V''}{E''} = 38,8,$$

$$v_{0\varepsilon'} = p'_\varepsilon \frac{V'}{E'}\left(1 + \frac{s'\sqrt{E'}}{s\sqrt{E}}\right) = 5 \times 0,27 \times 0,95 = 1,28.$$

Portant ces valeurs dans la première équation, elle devient

$$91 = v_0 \frac{33}{200} + 5\,\frac{129 - 5,7}{129} + 14\,\frac{12,6 - 5,7}{12,6} = v_0 \frac{33}{200} - 4,77 - 7,67,$$

d'où

$$v_0 = (91 - 12,44)\frac{200}{33} = \frac{78,56 \times 200}{33} = \frac{15712}{33} = 476.$$

La deuxième équation devient également

$$0,0105 = \frac{2l}{5000}\left(476 - 1,4 \times 0,0566 \times \frac{123,3}{141}\right.$$
$$\left. - 38,8 \times 0,0566 \times \frac{6,9}{141} - 1,28\,\frac{141 + 0,0566 \times 5,7}{141 + 0,0566 \times 129}\right),$$

$$26,5 = l(476 - 0,069 - 0,11 - 1,22) = l(476 - 1,40),$$

d'où

$$l = \frac{26,25}{474,60} = 0,055.$$

Calculons encore la vitesse commune aux parties en contact du marteau et de la barre pendant la première période double, et la vitesse du marteau à la fin de cette période, après un temps,

$$2\Delta t = \frac{2l}{V} = \left(\frac{2,2}{100000}\right)'',$$

$$u_1 = v_0 - w_e \frac{s'}{s} \frac{\sqrt{E'} - \sqrt{E'''}}{\sqrt{E}} - w'_e \frac{s''}{s} \frac{\sqrt{E''} - \sqrt{E''}}{\sqrt{E}},$$

$$v_2 = v_0 \left(1 - \frac{s'}{s} \frac{\sqrt{E'''}}{\sqrt{E}}\right) - w'_e 2 \frac{s'}{s} \frac{\sqrt{E'} - \sqrt{E'''}}{\sqrt{E}} - w'_e 2 \frac{s'}{s} \frac{\sqrt{E'} - \sqrt{E'''}}{\sqrt{E}}.$$

Remplaçant les lettres par leurs valeurs, il vient

$$u_1 = 476 - 0,069 - 0,11,$$
$$v_2 = 476 \times 0,999984 - 0,138 - 0,22,$$

ou en effectuant

$$u_1 = 475^m,821,$$
$$v_2 = 475^m,642.$$

D'après ces calculs, il suffirait, pour obtenir le résultat cherché, d'un marteau très court, et la durée de la première période double serait très faible,

$$l = 55^{mm}, \qquad 2\Delta t = \frac{2l}{V} = \frac{0,110}{5000} = \left(\frac{2,2}{100000}\right)'';$$

ce marteau devrait d'ailleurs être animé d'une très grande vitesse, et n'en perdrait qu'une très faible partie pendant le temps considéré

$$v_0 = 476^m, \qquad v_0 - v_2 = 0^m,358.$$

Dans ces conditions, la vitesse initiale du marteau v_0 est bien supérieure à la vitesse de propagation des pressions,

$$v_0 - V''' = 476^m - 200^m = 276^m;$$

on dépasse donc de beaucoup les limites de l'élasticité ordinaire [1]; de plus, avec une vitesse initiale aussi considérable, les vitesses transversales cessent d'être négligeables; il en résulte que nos formules ne sont pas applicables, car elles supposent que la vitesse du marteau est modérée, comme dans le rivetage.

---

[1] En étudiant la résistance que l'air oppose à la marche des projectiles dont la vitesse est souvent deux et même trois fois plus grande que la vitesse de propagation du son dans ce milieu, Hugoniot a été amené à considérer une élasticité bien supérieure à l'élasticité ordinaire ou élasticité statique, et qu'il a nommée l'*élasticité adiabatique dynamique*.

Quoi qu'il en soit, les calculs qui précèdent donnent lieu aux remarques suivantes :

1° La vitesse initiale du marteau est donnée par une expression de la forme

$$v_0 = (A - B)\frac{V'''}{E'''} = (A - B)\frac{K}{\sqrt{E'''}},$$

dans laquelle le rapport $\frac{s'}{s}$ des sections de la barre et du marteau ne figure pas, tant que le facteur

$$\frac{s\varepsilon}{s\varepsilon + s'\varepsilon'''} = \frac{1}{1 + \frac{s'\sqrt{E'''}}{s\sqrt{E}}}$$

diffère assez peu de l'unité pour être négligeable. Dans tous les cas ce facteur est compris entre o et l'unité :

Si $s'\varepsilon''' = s\varepsilon$, il est égal à $\frac{1}{2}$;

Si $s'\varepsilon''' < s\varepsilon$, il est compris entre $\frac{1}{2}$ et 1;

Si $s'\varepsilon''' > s\varepsilon$, il est compris entre $\frac{1}{2}$ et o.

2° Bien que B soit fonction de $\sqrt{E'''}$, on peut dire que la vitesse initiale du marteau variant en sens inverse de $\sqrt{E'''}$ est d'autant plus grande que la résistance de la matière est plus faible, soit par suite de sa nature, soit par suite de l'élévation de la température. Plus la barre est malléable, moins elle résiste au coup, et plus il faut que le marteau ait de vitesse pour obtenir la même pression.

3° La vitesse du marteau diminuant progressivement à chaque période double du choc

$$v_0 - v_2 = \frac{s'}{s}\,\frac{v_0\sqrt{E'''} - \omega'_\varepsilon 2(\sqrt{E'} - \sqrt{E''}) - \omega'_e 2(\sqrt{E''} - \sqrt{E'''})}{\sqrt{E}};$$

la pression au contact va également en diminuant, ainsi que les déformations; ces dernières se propagent de proche en proche, et s'allongent sur la barre, en diminuant d'intensité à mesure qu'on s'éloigne du point d'impact; nous supposons, bien entendu, que la barre est partout à la même température, et qu'elle ne flambe pas sous l'effort.

4° La perte de vitesse du marteau $v_0 - v_2$ est proportionnelle au rapport des sections $\frac{s'}{s}$ de la barre et du marteau, en sorte que plus le marteau est gros par rapport à la barre, plus la vitesse initiale de la seconde période se rapproche de celle de la première.

5° La durée Δt de chaque période et la valeur de D à la fin de ces périodes sont proportionnelles à la longueur du marteau, en sorte que plus celui-ci est long, et plus la déformation est grande pendant chaque période.

Il résulte de ces deux dernières remarques que le nombre des périodes déformantes augmente avec la section du marteau, et que leur durée croît avec sa longueur, en sorte que la déformation finale augmente avec la section et la longueur du marteau, c'est-à-dire avec son volume ou son poids.

Nous avons cherché à montrer comment il convient d'appliquer les théorèmes de la mécanique au cas d'un marteau très résistant, qui rencontre l'extrémité d'une longue barre portée sur toute sa longueur à une température élevée, et par suite facilement déformable. Ce cas simple s'écarte de celui du rivetage plus que nous ne l'avions pensé avant d'effectuer les calculs; le fait est d'ailleurs facile à expliquer : tandis que dans les périodes de temps successives $2\Delta t$, les déformations permanentes s'allongent en se propageant dans une longue barre; dans un rivet, compris entre le marteau et le tas, tous deux peu déformables, elles s'ajoutent en se superposant les unes aux autres. Dans le premier cas c'est la longueur, et dans le second c'est le gonflement de la déformation qui augmente à chaque période. On conçoit que, dans le second cas, la vitesse initiale du marteau, pour obtenir un gonflement déterminé, soit beaucoup plus faible que dans le premier cas.

Sans être arrivée à un résultat pratique, l'étude qui précède n'en est pas moins très instructive; elle donne une idée de l'importance des différents éléments qui interviennent dans les phénomènes de choc, et montre la manière dont chacun d'eux fait sentir son influence.

Coup nécessaire pour exécuter une rivure. — Pour continuer à rapprocher notre théorie de la pratique, nous aurions à étudier la manière dont un rivet porté au rouge s'écrase entre le marteau et le tas; cet examen plus délicat que le précédent allongerait par trop notre étude, nous y reviendrons. Pour le moment, nous nous contenterons de remarquer que : dans le cas d'une longue barre, le gonflement maximum a pour cause principale la vitesse du marteau; la masse de celui-ci, section, longueur, densité ont pour résultat d'allonger les déformations pendant les périodes successives du choc, mais sans augmenter le gonflement de la première période, en supposant bien entendu que la matière ne flambe pas; dans le cas d'un rivet assez court, au contraire, les déformations qui se succèdent se superposent les unes aux autres; tout ce qui augmente la quantité de mouvement du marteau, masse ou vitesse, tend à accroître le gonflement du rivet; on conçoit que, dans ces conditions, on puisse obtenir le même gonflement avec une vitesse beaucoup moindre.

VI. — RÉSUMÉ. — CONCLUSIONS.

Témoin, depuis des années, du parti que les forgerons, les chaudronniers et les riveurs tirent de l'emploi du marteau, c'est surtout en examinant à Gâvres les effets des projectiles sur les plaques de blindage, que notre atten-

tion a été appelée sur l'importance du choc dans la pratique, et sur la nécessité d'examiner de près la mécanique qui le régit.

Une première étude faite en 1901 (1) nous a montré que, pour bien analyser ce genre de phénomènes, il était nécessaire de tenir compte de la constitution intime des corps, et que l'étude du choc était incompatible avec l'hypothèse des solides invariables.

Partant de là, nous avons cherché en 1902 (2) à comparer l'action des forces sur les solides suivant qu'on les considère comme invariables, élastiques ou déformables. Dans cette étude, nous avons surtout groupé des faits connus, et cherché à montrer que les études faites ou que nous avons pu faire pour la phase élastique, où les phénomènes sont réversibles, peuvent être étendues aux phases suivantes, où les déformations permanentes sont accompagnées d'un dégagement de chaleur.

En 1903 (3), nous avons comparé les deux théories du choc : la théorie classique, qui se trouve dans tous les traités de physique et de mécanique, et la théorie nouvelle. La première suppose bien les corps élastiques, mais elle ne tient pas compte des conséquences qui en résultent forcément; elle admet qu'à un moment donné les deux corps en présence ont même vitesse, et que la quantité de mouvement initiale se répartit uniformément dans toute leur masse, ce qui n'est exact que dans des cas très particuliers. La théorie nouvelle tient compte de la vitesse de propagation des pressions dans la matière, et détermine les masses qui sont animées de la même vitesse à un moment donné. Les seules expériences entreprises pour contrôler ces théories, celles de M. Voigt, sont malheureusement peu concluantes, parce qu'elles ont été faites à des vitesses trop faibles, et son procédé d'expérimentation se prête difficilement à l'emploi de vitesses considérables. Le moyen pratique d'arriver à des résultats concluants paraît être d'employer un appareil dans le genre de celui que le général Morin a disposé, d'après les idées de Poncelet, pour étudier la chute des graves, et d'enregistrer le mouvement de chacun des deux corps participant au choc, sur un cylindre animé d'une grande vitesse circonférencielle; les essais que nous venons de faire dans ce sens sont très encourageants, ils confirment les principes de la théorie nouvelle, et méritent d'être poursuivis.

Quoi qu'il en soit, convaincu de l'exactitude de la théorie nouvelle, nous avons continué en 1904 (4) à étudier les propriétés de la matière, au point de vue du choc, ses déformations statiques et dynamiques, et la manière

---

(1) *Étude sur le choc.*

(2) *Action comparée des forces sur les solides invariables, élastiques, déformables* (*Bulletin de l'Association Technique Maritime*, 1902).

(3) *La théorie du choc et l'expérience* (*Bulletin de l'Association Technique Maritime*, 1903).

(4) *Déformation des solides sous l'action des forces parallèles* (*Bulletin de l'Association Technique Maritime*, 1904).

dont ces dernières se propagent au travers des corps, suivant qu'elles sont élastiques ou permanentes. Nous avons également rappelé la manière dont on utilise les déformations élastiques ou permanentes de la matière pour la mesure des forces.

Après avoir ainsi préparé le terrain, nous avons pu aborder cette année la question plus pratique du rivetage, qui est un cas particulier du martelage. En relevant des courbes de déformation à diverses températures, nous avons constaté que chacune d'elles se décompose en plusieurs parties sensiblement droites; il en résulte que le phénomène se décompose lui-même en plusieurs phases relativement simples puisqu'elles sont représentées chacune par une portion de ligne droite :

Phase élastique ou de petites déformations temporaires.
Phase de grand écrouissage ou de moyennes déformations permanentes.
Phase de petit écrouissage ou de grandes déformations permanentes.
Phase de petit écrouissage ou de très grandes déformations permanentes.

.....

.....

qui tendent de plus en plus vers l'état liquide.

Nos expériences n'ont malheureusement pas été très précises, notamment pour la mesure des températures, ce qui explique quelques singularités; elles auraient besoin d'être reprises dans de meilleures conditions et sur des métaux plus variés.

Partant des principes de la théorie nouvelle, nous pouvons résumer de la manière suivante le mécanisme du choc normal.

Lorsqu'un marteau rencontre un autre corps et tend à prendre sa place, il exerce au contact une pression, dont la grandeur dépend de la vitesse relative des deux corps et de leur nature; le corps choqué, en vertu de son impénétrabilité, résiste à la poussée du marteau, et ces deux forces, action du marteau et réaction du corps qu'il rencontre, donnent lieu, pendant toute la durée du choc, à des impulsions égales et contraires, qui se transmettent de proche en proche dans la matière, en diminuant la quantité de mouvement du marteau et augmentant celle de la partie influencée du corps choqué, jusqu'à ce que la pression ait cessé de se faire sentir au point de contact.

On voit que c'est le principe de la conservation de la quantité de mouvement, convenablement appliqué, qui régit les phénomènes de choc. Le principe de la conservation de la force vive n'est applicable que pendant la phase élastique, durant laquelle la différence entre la force vive perdue par le marteau et celle que gagne le corps choqué peut s'emmagasiner à l'état de travail élastique; mais, dès que la limite élastique est dépassée, pour un des corps en présence, le travail élastique devient insuffisant pour emmagasiner toute la force vive disponible, et il se produit un dégagement de chaleur, en sorte que c'est le principe de la conservation de l'énergie, plus général que celui de la force vive, qui devient applicable. Le choc, purement mécanique dans

la phase élastique, est à la fois élastique et thermique dans les phases déformantes.

C'est en traduisant algébriquement ce qui précède que nous avons établi les formules qui donnent les résultats du choc normal d'un marteau cylindrique sur une longue barre de même forme. Nous avons pu étudier ce cas simple, qui se rapproche de celui du rivetage, parce que, dans ces conditions, nous savions comment la pression se transmet au travers de la matière. Nous avons admis que la pression au contact est toujours inférieure à la limite élastique du marteau, tandis qu'elle peut être inférieure ou supérieure à celle de la barre, qui, suivant le cas, se trouve dans la phase des petites, moyennes, grandes ou très grandes déformations.

Les formules auxquelles nous sommes arrivés montrent que, dans tous les cas, une partie de la force vive du marteau passe dans la barre, en sorte qu'il lui est impossible de rebondir à la hauteur d'où il est tombé, ce qui est conforme à l'expérience, et contraire aux indications des formules usuelles, qui admettent implicitement que la pression se transmet dans le même temps à la masse du marteau et à celle de la barre, bien que cette dernière ait une longueur beaucoup plus grande que le premier.

Elles montrent également que la pression au contact du marteau et de la barre dépend de leur vitesse relative, et aussi de la nature des surfaces en contact, en sorte que, si l'on interpose entre le marteau et la barre un ressort ou tout autre appareil destiné à mesurer la pression, on modifie complètement la nature du choc, ce qui explique l'insuccès des tentatives faites dans ce sens.

La première application que nous avons faite de ces formules nous a conduit à des résultats qui paraissent susceptibles d'une vérification expérimentale. On pourrait, par exemple, calculer et observer la déformation totale $D_2 + D_4 + D_6 + \ldots$ résultant d'un coup de marteau donné.

La seconde application ne nous a pas conduit à un résultat pratique, puisque nous sommes arrivés à conclure que les formules n'étaient plus applicables pour une vitesse aussi considérable que celle que nous trouvions, mais elle nous a donné d'utiles indications sur le rôle et l'importance des différents éléments qui entrent dans les formules. Elle nous a montré, en outre, l'utilité d'étudier les déformations d'un cylindre en métal malléable compris entre un marteau et un tas peu déformables. Nous y reviendrons.

En terminant, nous nous permettrons d'appeler l'attention sur l'intérêt qu'il y aurait à déterminer, avec plus de soin que nous n'avons pu le faire, les courbes de déformation des différents métaux usuels, à des températures variées. C'est une question qui présente un sérieux intérêt pour la solution de différents problèmes qui se posent dans la pratique. Ces courbes ont aussi un réel intérêt au point de vue théorique, elles représentent le résultat de la lutte entre les forces extérieures et les réactions intermoléculaires, qui sont

encore peu connues; elles se composent de parties ondulées ou presque droites, d'une certaine longueur, raccordées par des courbures assez brusques. Tandis que les forces extérieures croissent d'une façon régulière et continue, les actions intermoléculaires paraissent procéder par à-coups, il serait intéressant d'en rechercher la cause; nous nous contenterons, pour le moment, de rappeler que certains phénomènes de frottement présentent également des à-coups, qui ne sont pas sans analogie avec ceux que nous signalons. Lorsqu'on hale à terre un petit navire au moyen d'un palan en filin, les cordes se tendent jusqu'à équilibrer le frottement au départ; alors le navire se déplace, et le filin se détend progressivement; comme le frottement est plus fort au départ que pendant le mouvement, l'action des cordes se fait sentir pendant un certain temps, et le navire monte sur cale en faisant des bonds d'autant plus prononcés que le palan a plus de longueur.

MÉTHODE GÉNÉRALE ET PRATIQUE
POUR LE CALCUL DES PIÈCES COURBES,

PAR M. ÉTIENNE COLINET,
Ingénieur de la Société des Chantiers et Ateliers de la Gironde.

Principe de la méthode et notations. — Le calcul d'une pièce courbe reposant sur deux appuis, et dont les extrémités ne sont pas libres de se mouvoir, conduit le plus souvent à la détermination d'intégrales compliquées, qui rendent la solution du problème très difficile.

En remarquant que chaque appui introduit deux forces respectivement parallèles aux axes des coordonnées et un moment, inconnus, mais pouvant être placés en dehors du signe $\int$ dans les intégrales qui se présentent, la solution du problème le plus compliqué se ramène à la résolution d'un système de six équations du premier degré à six inconnues, dans lesquelles les coefficients des inconnues sont des intégrales ne dépendant que de la forme de la pièce, et pouvant toujours être calculées à l'aide de quadratures approximatives.

Quand les inconnues sont les réactions des appuis, le problème se ramène à la résolution d'un système de trois équations du premier degré à trois inconnues.

Considérons (*fig.* 1) une pièce courbe ACB se déformant comme l'indique le trait pointillé AC'B' et désignons par :

Ω, la section de la pièce en un point quelconque tel que C;
e, la distance d'une fibre quelconque à la fibre moyenne passant par le centre de gravité de la section Ω;
ρ, le rayon de courbure en un point quelconque avant la déformation;
U, l'expression

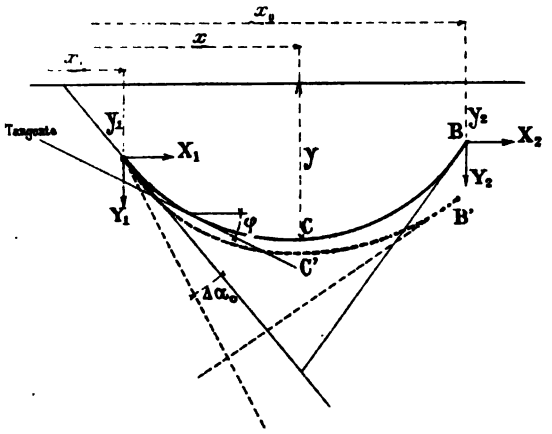
$$U = \int \frac{e^2}{1 + \frac{e}{\rho}} d\Omega.$$

pour toute la section Ω;
E, le coefficient d'élasticité;
M, le moment de flexion en un point quelconque;
T_1, l'effort de tension, positif ou négatif, sur toute la section Ω;

m, le moment par rapport à un point quelconque de la fibre moyenne des forces directement appliquées à gauche de cette section;

t, l'effort de tension, positif ou négatif, sur toute la section Ω, dû aux forces directement appliquées à gauche de Ω;

Fig. 1.



X_1, la réaction de l'appui A, parallèle à l'axe des x;

Y_1, la réaction de l'appui A normal à l'axe des x;

X_2 et Y_2, les mêmes réactions pour l'appui B;

Γ_1, le moment d'encastrement de l'appui (A);

Γ_2, le moment d'encastrement de l'appui (B);

x_1 et y_1, les coordonnées de l'appui (A);

x_2 et y_2, les coordonnées de l'appui B;

x et y, les coordonnées d'un point quelconque;

Δx_1 et Δy_1, les variations totales des coordonnées de l'appui A pendant la déformation;

Δx_2 et Δy_2, les mêmes variations pour l'appui B;

$\Delta\alpha_1$, la variation de l'angle de la tangente initiale, au point A;

φ, l'angle que fait la tangente à la fibre moyenne, avec l'axe des x en un point quelconque;

$\Delta\alpha$, la variation totale de l'angle des deux tangentes extrêmes pendant la déformation;

$d\alpha$, la variation de l'angle de deux tangentes infiniment voisines pendant la déformation;

ds, un élément de longueur de la fibre moyenne;

l, l'allongement de la fibre moyenne en un point quelconque;

λ_e, l'allongement d'une fibre située à la distance e de la fibre moyenne;

p, les forces directement appliquées normalement à l'axe des x;

q, les forces directement appliquées parallèlement à l'axe des x.

Les forces isolées peuvent être considérées comme des forces continues, directement appliquées sur une très petite longueur.

On démontre en résistance des matériaux que, pour des déformations infiniment petites, il existe entre les quantités qui viennent d'être énumérées

les relations ci-après :

$$(a)\begin{cases} (1) & l = \dfrac{T}{E\Omega} + \dfrac{M}{E\Omega\rho}, \\ (2) & d\alpha = \left(\dfrac{M}{EU} + \dfrac{T}{E\Omega\rho} + \dfrac{M}{E\Omega\rho^2}\right) ds, \\ (3) & \Delta x_2 = \Delta x_1 - (y_2 - y_1)\,\Delta\alpha_0 - \displaystyle\int_A^B l\,dx - \int_A^B (y_2 - y)\,d\alpha, \\ (4) & \Delta y_2 = \Delta y_1 + (x_2 - x_1)\,\Delta\alpha_0 + \displaystyle\int_A^B l\,dy + \int_A^B (x_2 - x)\,d\alpha. \end{cases}$$

Les équations d'équilibre permettent d'écrire directement

$$(5) \qquad T = t - Y_1 \sin\varphi - X_1 \cos\varphi,$$

$$(6) \qquad M = m + \Gamma_1 + Y_1(x - x_1) + X_1(y_1 - y).$$

Ces valeurs de T et de M étant substituées dans les équations (1), (2), (3) et (4), puis l et $d\alpha$ étant remplacés par leurs valeurs en fonction de Γ_1, X_1 et Y_1 dans les équations (2), (3) et (4), on obtient un système de trois équations dans lesquelles les quantités Γ_1, X_1, Y_1, Δx_1, Δy_1, Δx_2, Δy_2, $\Delta\alpha_0$, $\Delta\alpha$ entrent au premier degré, et peuvent se placer en dehors des signes $\int$, qui les comprennent; les coefficients de ces quantités sont des intégrales définies, que l'on peut toujours calculer par des quadratures approximatives, même si Ω est une quantité variable avec s.

On peut ainsi calculer trois de ces quantités en fonction des autres.

Les équations d'équilibre

$$(7) \qquad X_1 + X_2 + \int_A^B q\,ds = 0,$$

$$(8) \qquad Y_1 + Y_2 + \int_A^B p\,ds = 0,$$

$$(9) \qquad \Gamma_2 = m_2 + \Gamma_1 + Y_1(x_2 - x_1) + X_1(y_1 - y_2)$$

fournissent trois nouvelles équations qui permettent de calculer X_2, Y_2 et Γ_2.

Il est ainsi possible de résoudre le problème dans tous les cas.

Calcul de la fatigue et des déformations. — Quand on connaît les réactions des appuis, on peut calculer la tension T et le moment fléchissant M en un point quelconque de la pièce, à l'aide des formules (5) et (6).

On peut aussi calculer l'allongement λ_c de la fibre la plus éloignée de la fibre moyenne par la formule ci-après établie en résistance des matériaux,

$$(10) \qquad \lambda_c = \frac{e}{1 + \dfrac{e}{\rho}} \cdot \frac{M}{EU} + \frac{T - \dfrac{M}{\rho}}{E\Omega},$$

et la fatigue de la pièce par la formule connue

$$K = E\lambda_e. \tag{11}$$

Les deux formules suivantes :

$$T = El\Omega - \frac{M}{\rho}, \tag{12}$$

$$M = E(1+l)\left(\frac{1}{\rho'} - \frac{1}{\rho}\right)U, \tag{13}$$

données par la résistance des matériaux, fournissent les valeurs de l et de ρ'; on en déduit en effet

$$l = \frac{T + \frac{M}{\rho}}{E\Omega}, \tag{14}$$

$$M = E\left(1 + \frac{T + \frac{M}{\rho}}{E\Omega}\right)U\left(\frac{1}{\rho'} - \frac{1}{\rho}\right),$$

$$\frac{1}{\rho'} = \frac{1}{\rho} + \frac{M}{EU\left(1 + \frac{T + \frac{M}{\rho}}{E\Omega}\right)}; \tag{15}$$

ρ' est ainsi connu en fonction de s, on peut construire la courbe déformée par points, si l'on ne sait pas tirer de l'équation précédente les coordonnées x' et y' de la fibre moyenne déformée.

Les calculs ainsi exposés sur les formules générales paraissent compliqués et fastidieux, mais ils se simplifient considérablement dans les cas particuliers, en présence desquels on se trouve le plus souvent placé.

Simplifications. — On peut toujours supposer que l'axe des x passe par les points A et B de la pièce, et que les déplacements initiaux

$$\Delta x_1, \quad \Delta y_1$$

sont nuls; les formules (3), (4), (6) et (9) deviennent ainsi

$$\Delta x_2 = \int_A^B l\,dx + \int_A^B y\,d\alpha, \tag{16}$$

$$\Delta y_2 = x_2 \Delta\alpha_0 + \int_A^B l\,dy + \int_A^B (x_2 - x)\,d\alpha, \tag{17}$$

$$M = m + \Gamma_1 + xY_1 - X_1 y, \tag{18}$$

$$\Gamma_2 = m_2 + \Gamma_1 + x_2 Y_1. \tag{19}$$

Calculs usuels. — Le plus souvent les déformations de la pièce dues à l'allongement l de la fibre moyenne sont négligeables devant les déforma-

tions dues aux variations de la courbure sous l'influence des moments fléchissants.

On peut ainsi négliger la valeur de l dans les formules (16) et (17), qui deviennent

$$\Delta x_2 = \int_A^B y\, d\alpha. \tag{20}$$

$$\Delta y_2 = x_2 \Delta\alpha_0 + \int_A^B (x_2 - x)\, d\alpha. \tag{21}$$

Le moment M donné par la formule (13) devient

$$M = EU\left(\frac{1}{\rho'} - \frac{1}{\rho}\right), \tag{22}$$

parce que l est négligeable devant l'unité; mais il serait imprudent de négliger la valeur de l dans l'expression de T donnée par la formule (12), parce que le produit El peut avoir une valeur appréciable.

Dans l'expression suivante

$$d\alpha = \left[(1+l)\left(\frac{1}{\rho'} - \frac{1}{\rho}\right) + \frac{l}{\rho}\right] ds$$

qui conduit, en résistance des matériaux, à l'équation (2), on peut négliger l devant l'unité, et écrire approximativement

$$d\alpha = \left(\frac{1}{\rho'} - \frac{1}{\rho}\right) ds,$$

ou en remplaçant $\frac{1}{\rho'} - \frac{1}{\rho}$ par sa valeur tirée de (22),

$$d\alpha = \frac{M}{EU}\, ds,$$

$$\Delta\alpha = \frac{1}{E}\int_A^B \frac{M}{U}\, ds.$$

Si dans cette dernière équation on remplace M par sa valeur (18) on obtient

$$E\Delta\alpha = \int_A^B \frac{m}{U}\, ds + \Gamma_1 \int_A^B \frac{ds}{U} + Y_1 \int_A^B \frac{x}{U}\, ds - X_1 \int_A^B \frac{y}{U}\, ds. \tag{23}$$

Les équations (20) et (21) donnent, en y remplaçant $d\alpha$ par sa valeur,

$$\Delta x_2 = \int_A^B y \frac{M}{EU}\, ds,$$

$$E\Delta x_2 = \int_A^B y \frac{m}{U}\, ds + \Gamma_1 \int_A^B y \frac{ds}{U} + Y_1 \int_A^B y \frac{x}{U}\, ds - X_1 \int_A^B \frac{M^2}{U}\, ds, \tag{24}$$

$$\Delta y_2 = x_2 \Delta\alpha_0 + x_2 \int_A^B d\alpha - \int_A^B x\, d\alpha,$$

$$\Delta y_2 = x_2 \Delta\alpha_0 + x_2 A\alpha - \frac{1}{E}\int_A^B \frac{Mx}{U}\, ds,$$

$$\Delta y_2 = x_2 \Delta\alpha_0 + x_2 \Delta\alpha - \frac{1}{E}\left(\int_A^B \frac{mx}{U}\, ds + \Gamma_1 \int_A^B \frac{x}{U}\, ds + Y_1 \int_A^B \frac{x^2}{U}\, ds - X_1 \int_A^B \frac{xy}{U}\, ds\right).$$

et

$$(25)\quad E[x_2(\Delta\alpha_0+\Delta\alpha)-\Delta y_2]=\int_A^B \frac{mx}{U}\,ds+\Gamma_1\int_A^B \frac{x}{U}\,ds+Y_1\int_A^B \frac{x^2}{U}\,ds-X_1\int_A^B \frac{xy}{U}\,ds.$$

Les intégrales qui entrent dans les équations (23), (24) et (25) sont faciles à calculer, en portant en ligne droite une longueur s représentant la longueur développée de la fibre moyenne, et prise pour axe des abscisses, et en traçant les courbes, dont les ordonnées représentent les expressions suivantes

$$\frac{m}{U},\quad \frac{1}{U},\quad \frac{x}{U},\quad \frac{y}{U},\quad \frac{my}{U},\quad \frac{mx}{U},\quad \frac{x^2}{U},\quad \frac{y^2}{U},\quad \frac{xy}{U};$$

les aires de ces courbes donnent les intégrales cherchées.

Les trois équations (23), (24) et (25) permettraient de calculer trois des quantités

$$\Gamma_1,\quad X_1,\quad Y_1,\quad \Delta\alpha_0,\quad \Delta\alpha,\quad \Delta x_2,\quad \Delta y_2$$

en fonction des quatre autres.

Ces trois équations jointes aux trois équations d'équilibre (7), (8) et (19) dans lesquelles les coefficients placés sous le signe $\int$ peuvent aussi être calculées par des quadratures approximatives, forment un système de six équations à dix variables. Six de ces variables peuvent être calculées en fonction des quatre autres.

Si les extrémités de la pièce sont encastrées, il en résulte

$$\Delta x_2=0,\qquad \Delta y_2=0,\qquad \Delta\alpha_0=0,\qquad \Delta\alpha=0$$

et les trois équations (23), (24) et (25), fournies par les déformations, deviennent

$$0=\int_A^B \frac{m}{U}\,ds+\Gamma_1\int_A^B \frac{ds}{U}+Y_1\int_A^B \frac{x}{U}\,ds-X_1\int_A^B \frac{y}{U}\,ds.$$

$$0=\int_A^B \frac{my}{U}\,ds+\Gamma_1\int_A^B \frac{M}{U}\,ds+Y_1\int_A^B \frac{xy}{U}\,ds-X_1\int_A^B \frac{y^2}{U}\,ds,$$

$$0=\int_A^B \frac{mx}{U}\,ds+\Gamma_1\int_A^B \frac{x}{U}\,ds+Y_1\int_A^B \frac{x^2}{U}\,ds-X_1\int_A^B \frac{xy}{U}\,ds;$$

elles permettent de calculer Γ_1, Y_1 et X_1.

Les équations d'équilibre donnent Γ_2, X_2 et Y_2.

Si les extrémités de la pièce courbe sont simplement fixées sans encastrement, il en résulte

$$\Gamma_1=0,\qquad \Gamma_2=0,\qquad \Delta x_2=0\qquad \text{et}\qquad \Delta y_2=0,$$

et les trois équations des déformations, jointes aux trois équations d'équilibre,

permettent encore de calculer X_1, Y_1, X_2, Y_2, $\Delta\alpha$ et $\Delta\alpha_0$; on obtient ainsi

$$E\,\Delta\alpha = \int_A^B \frac{m}{U}\,ds + Y_1\int_A^B \frac{x}{U}\,ds - X_1\int_A^B \frac{y}{U}\,ds,$$

$$o = \int_A^B \frac{my}{U}\,ds + Y_1\int_A^B \frac{xy}{U}\,ds - X_1\int_A^B \frac{y^2}{U}\,ds,$$

$$Ex^2(\Delta\alpha_0 + \Delta\alpha) = \int_A^B \frac{mx}{U}\,ds + Y_1\int_A^B \frac{x^2}{U}\,ds - X_1\int_A^B \frac{xy}{U}\,ds.$$

$$o = X_1 + X_2 + \int_A^B q\,ds,$$

$$o = Y_1 + Y_2 + \int_A^B p\,ds,$$

$$o = m_2 + x_2 Y_1.$$

Mais dans ce cas, si l'on ne veut pas connaître la forme de la fibre moyenne déformée, le calcul de $\Delta\alpha$ et de $\Delta\alpha_0$ n'est pas nécessaire, il suffit de résoudre les quatre équations qui sont égales à zéro.

Si l'extrémité A est fixée sans encastrement, et si l'extrémité B repose simplement sur un plan horizontal, on doit avoir

$$\Gamma_1 = o, \qquad \Gamma_2 = o, \qquad \Delta y_2 = o, \qquad X_2 = o,$$

et il ne resterait encore que six inconnues que l'on pourrait calculer.

Mais si l'extrémité B, au lieu de reposer sur un plan horizontal, repose sur un plan incliné d'un angle ψ sur la direction AB, on doit avoir

$$\Gamma_1 = o, \qquad \Gamma_2 = o,$$

$$\frac{\Delta y_2}{\Delta x_2} = \operatorname{tang}\psi,$$

$$\frac{X_2}{Y_2} = \operatorname{tang}\psi.$$

On introduit ainsi deux nouvelles équations, qui, jointes aux six équations précédentes, permettent de calculer les huit inconnues restantes.

Si la pièce repose sur deux plans horizontaux, on a

$$\Gamma_1 = o, \qquad \Gamma_2 = o, \qquad X_1 = o, \qquad X_2 = o.$$

On traiterait d'une manière analogue tous les cas particuliers qui peuvent se présenter.

Si U est une constante, les calculs se simplifient encore, parce que les trois équations des déformations sont de la forme

$$EU\,\Delta\alpha = \int_A^B m\,ds + \Gamma_1 s + Y_1\int_A^B x\,ds - X_1\int_A^B y\,ds,$$

$$EU\,\Delta x^2 = \int_A^B my\,ds + \Gamma_1\int_A^B y\,ds + Y_1\int_A^B xy\,ds - X_1\int_A^B y^2\,ds,$$

$$EU[x_2(\Delta\alpha_0 + \Delta\alpha) - \Delta y_2] = \int_A^B mx\,ds + \Gamma_1\int_A^B x\,ds + Y_1\int_A^B y^2\,ds - X_1\int_A^B xy\,ds.$$

et les ordonnées des courbes qu'il faut tracer sur la longueur s représentent les quantités

$$x,\ y,\ m,\ mx,\ my,\ x^2,\ y^2,\ xy.$$

La fatigue de la pièce en un point quelconque, et la déformation de la fibre moyenne se calculeraient par les formules (10), (11) et (15).

Cas général. — L'équation (2) peut être mise sous la forme

$$E\,d\alpha = \left[M\left(\frac{1}{U} + \frac{1}{\Omega\rho^2}\right) + \frac{T}{\Omega\rho}\right] ds,$$

où en remplaçant T par sa valeur tirée de (5) et M par sa valeur tirée de (18), et en posant pour simplifier les écritures

$$\xi = \frac{1}{U} + \frac{1}{\Omega\rho^2}, \tag{26}$$

il vient

$$E\,d\alpha = \left(M\xi + \frac{T}{\Omega\rho}\right) ds,$$

$$E\,d\alpha = ds\left[\xi(m + \Gamma_1 + xY_1 - X_1 y) + \frac{1}{\Omega\rho}(t - Y_1 \sin\varphi - X_1 \cos\rho)\right],$$

$$E\frac{d\alpha}{ds} = \left(m\xi + \frac{t}{\Omega\rho}\right) + \Gamma_1\xi + Y_1\left(x\xi - \frac{\sin\varphi}{\Omega\rho}\right) - X_1\left(y\xi + \frac{\cos\varphi}{\Omega\rho}\right).$$

Posons encore pour simplifier les écritures

$$m\xi + \frac{t}{\Omega\rho} = u, \tag{27}$$

$$x\xi + \frac{\sin\varphi}{\Omega\rho} = v, \tag{28}$$

$$y\xi + \frac{\cos\varphi}{\Omega\rho} = w, \tag{29}$$

et écrivons

$$E\frac{d\alpha}{ds} = M + \Gamma_1\xi + vY_1 - wX_1. \tag{30}$$

On obtient en intégrant

$$E\,\Delta\alpha = \int_A^B M\,ds + \Gamma_1\int_A^B \xi\,ds + Y_1\int_A^B v\,ds - X_1\int_A^B w\,ds. \tag{31}$$

Si dans l'équation (1) qui donne l, on remplace T et M par leurs valeurs, il vient

$$El = \frac{1}{\Omega\rho}(m + \Gamma_1 + xY_1 - yX_1) + \frac{1}{\Omega}(t - Y_1 \sin\varphi - X_1 \cos\varphi),$$

$$El = \left(\frac{m}{\Omega\rho} + \frac{t}{\Omega}\right) + \frac{\Gamma_1}{\Omega\rho} + Y_1\left(\frac{x}{\Omega\rho} - \frac{\sin\varphi}{\Omega}\right) - X_1\left(\frac{y}{\Omega\rho} + \frac{\cos\varphi}{\Omega}\right);$$

posons encore pour simplifier

$$\frac{m}{\Omega\rho} + \frac{t}{\Omega} = a, \tag{32}$$

$$\frac{x}{\Omega\rho} - \frac{\sin\varphi}{\Omega} = b, \tag{33}$$

$$\frac{y}{\Omega\rho} + \frac{\cos\varphi}{\Omega} = c, \tag{34}$$

et écrivons

$$\mathrm{E}l = a + \frac{\Gamma_1}{\Omega\rho} + \mathrm{Y}_1 b - \mathrm{X}_1 c. \tag{35}$$

Les valeurs l et $d\alpha$ tirées de (30) et de (35), et substituées dans les équations (16) et (17), donnent

$$\mathrm{E}\,\Delta x_2 = \int_A^B \left(a + \frac{\Gamma_1}{\Omega\rho} + \mathrm{Y}_1 b - \mathrm{X}_1 c\right)\frac{dx}{ds}\,ds + \int_A^B y(u + \Gamma_1\xi + v_0\mathrm{Y}_1 - w\mathrm{X}_1)\,ds),$$

$$\mathrm{E}\,\Delta x_2 = \int_A^B \left[a\cos\varphi + uy + \Gamma_1\left(\frac{\cos\varphi}{\Omega\rho} + \xi\right) + \mathrm{Y}_1(b\cos\varphi + v) - \mathrm{X}_1(c\cos\varphi + w)\right] ds,$$

$$\left\{\begin{aligned} \mathrm{E}\,\Delta x_2 = &\int_A^B (a\cos\varphi + uy)\,ds + \Gamma_1\int_A^B \left(\frac{\cos\varphi}{\Omega\rho} + \xi\right) ds \\ &+ \mathrm{Y}_1\int_A^B (b\cos\varphi + v)\,ds - \mathrm{X}_1\int_A^B (c\cos\varphi + w)\,ds, \end{aligned}\right. \tag{36}$$

$$\begin{aligned} \Delta y_2 = x_2\,\Delta\alpha_0 + \frac{1}{\mathrm{E}}\int_A^B \left(a + \frac{\Gamma_1}{\Omega\rho} + \mathrm{Y}_1 b - \mathrm{X}_1 c\right)\frac{dy}{ds}\,ds \\ + x_2\int_A^B d\alpha - \frac{1}{\mathrm{E}}\int_A^B x(u + \Gamma_1\xi + v\mathrm{Y}_1 - w\mathrm{X}_1)\,ds, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\mathrm{E}[\Delta y_2 - x_2(\Delta\alpha_0 + \Delta\alpha)] \\ &= \int_A^B \left[(a\sin\varphi - ux) + \Gamma_1\left(\frac{\sin\varphi}{\Omega\rho} - \xi\right) + \mathrm{Y}_1(b\sin\varphi - v) - \mathrm{X}_1(c\sin\varphi - w)\right] ds, \end{aligned}$$

$$\left\{\begin{aligned} \mathrm{E}[\Delta y_2 - x_2(\Delta\alpha_0 + \Delta\alpha)] = &\int_A^B (a\sin\varphi - ux)\,ds + \Gamma_1\int_A^B \left(\frac{\sin\varphi}{\Omega\rho} + \xi\right) ds \\ &+ \mathrm{Y}_1\int_A^B (b\sin\varphi - v)\,ds - \mathrm{X}_1\int_A^B (c\sin\varphi - w)\,ds. \end{aligned}\right. \tag{37}$$

Les trois équations des déformations (31), (36) et (37) permettent de calculer, comme précédemment, trois des quantités

$$\Gamma_1,\quad \mathrm{X}_1,\quad \mathrm{Y}_1,\quad \Delta x_2,\quad \Delta y_2,\quad \Delta\alpha,\quad \Delta\alpha_0$$

en fonction des quatre autres; les coefficients de ces quantités peuvent être calculés par les méthodes approximatives, à l'aide de courbes tracées sur le développement de la fibre moyenne, et dont les ordonnées représentent les

quantités

$$(a\cos\varphi + uy), \qquad (a\sin\varphi - uy),$$
$$(b\cos\varphi + v), \qquad (b\sin\varphi - v),$$
$$(c\cos\varphi - w), \qquad (c\sin\varphi - w),$$
$$\left(\frac{\cos\varphi}{\Omega\rho} + \xi\right), \qquad \left(\frac{\sin\varphi}{\Omega\rho} - \xi\right).$$

Ces trois équations, jointes aux trois équations d'équilibre (7), (8) et (19), constituent un système de six équations, qui permettent toujours de calculer six des quantités précitées en fonction des quatre autres.

La fatigue de la pièce et la forme de la fibre moyenne déformée se détermineraient comme il a été indiqué dans les paragraphes précédents.

Influence des dilatations. — Les dilatations dues aux changements de température crêent des déformations, et font naître des fatigues que l'on peut aisément calculer.

Si la pièce courbe considérée n'était chargée par aucune force directement appliquée, et si ses extrémités pouvaient se déplacer librement, elle resterait semblable à elle-même, en se dilatant sous l'influence de la chaleur, et rien ne devrait être changé aux calculs qui viennent d'être exposés, les trois équations des déformations seraient, dans ce cas, inutiles à considérer.

Mais, si les extrémités de la pièce sont simplement fixées, ou fixées et encastrées, pour calculer la fatigue de la pièce en un point quelconque, on peut considérer dans les calculs précédents que les dimensions de la pièce sont prises à la température supposée, et calculer les déplacements Δx_2 et Δy_2 de l'extrémité B dus à la dilatation par la chaleur. Ces déplacements, changés de signes et introduits dans les formules précédentes, permettent d'effectuer tous les calculs de résistance qui viennent d'être exposés.

Pièce courbe fixée en plus de deux points. — Considérons une travée comprise entre les appuis de rang $(n-1)$ et appelons

Γ_n le moment fléchissant au droit de l'appui n;
X'_n la réaction horizontale de l'appui n s'appliquant à la travée de n à $n-1$;
X''_n la réaction horizontale de l'appui n, s'appliquant à la travée de n à $n+1$;
Y'_n la réaction verticale de l'appui n s'appliquant à la travée de $n-1$ à n;
Y''_n la réaction verticale de l'appui n s'appliquant à la travée de n à $n+1$;
$\Delta\alpha_n$ la variation de l'angle de la tangente à la fibre moyenne avec l'axe des x, au droit de l'appui n;
$(\Delta\alpha)^n_{n-1}$ la variation de l'angle des deux tangentes à la fibre moyenne, menées aux extrémités de la travée de $n-1$ à n;
Δx_n la variation de l'abscisse de l'appui n;
Δy_n la variation de l'ordonnée de l'appui n;
N le nombre total des appuis.

Chaque travée, envisagée comme une poutre reposant sur deux appuis, fournit six équations, dans lesquelles entrent les quantités

$$\Gamma_{n-1},\quad \Gamma_n,\quad \Delta\alpha_{n-1},\quad \Delta\alpha_n,\quad (\Delta\alpha)_{n-1}^{n},\quad \Delta x_{n-1},\quad \Delta x_n,\quad \Delta y_{n-1},\quad \Delta y_n,$$

ce qui fait $6(N-1)$ équations.

De plus, on doit avoir dans chaque travée

$$\Delta\alpha_{n-1} + (\Delta\alpha)_{n-1}^{n} = \Delta\alpha_n.$$

Ce qui fait en tout $7(N-1)$ équations.

Le plus souvent, les quantités Δx_n et Δy_n sont connues pour chaque appui; il reste à déterminer sur chaque appui les quantités Γ_n, $\Delta\alpha_n$, X'_n, X''_n, Y'_n, Y''_n, et, dans chaque travée, les quantités $(\Delta\alpha)_{n-1}^{n}$, ce qui fait :

N	inconnues pour les moments.....	Γ
N	inconnues pour les valeurs.....	$\Delta\alpha_n$
N — 1	inconnues pour les réactions.....	X'_n
N — 1	»	X''_n
N — 1	»	Y'_n
N — 1	»	Y''_n
N — 1	»	$(\Delta\alpha)_{n-1}^{n}$

Soit, au total, $5(N-1) + 2N$ inconnues; mais les conditions de la pièce à ses extrémités font connaître $\Delta\alpha_1 = 0$ et $\Delta\alpha_n = 0$ dans le cas d'encastrements, ou $\Gamma_1 = 0$ et $\Gamma_n = 0$ dans le cas de simples fixations; il reste donc

$$5(N-1) + 2(N-1) = 7(N-1) \text{ inconnues,}$$

à déterminer à l'aide des $7(N-1)$ équations précitées; le problème est toujours possible.

Les fatigues et les déformations devraient être calculées comme nous l'avons indiqué précédemment.

Résumé. — 1° Lorsque, dans une pièce courbe fixée en deux de ses points, on néglige les déformations dues à l'allongement de la fibre moyenne, devant les déformations dues aux variations de courbure créées par les moments fléchissants, on doit résoudre les six équations suivantes du premier degré, pour connaître les réactions des appuis :

$$X_1 + X_2 + \int_A^B q\,ds = 0,$$

$$Y_1 + Y_2 + \int_A^B p\,ds = 0,$$

$$\Gamma_2 = m_2 + \Gamma_1 + x_2 Y_1,$$

$$E\,\Delta\alpha = \int_A^B \frac{m}{U}\,ds + \Gamma_1 \int_A^B \frac{ds}{U} + Y_1 \int_A^B \frac{x}{U}\,ds - X_1 \int_A^B \frac{y}{U}\,ds,$$

$$E\,\Delta x_2 = \int_A^B \frac{my}{U}\,ds + \Gamma_1 \int_A^B \frac{y}{U}\,ds + Y_1 \int_A^B \frac{xy}{U}\,ds - X_1 \int_A^B \frac{y^2}{U}\,ds,$$

$$E[x_2(\Delta\alpha_0 + \Delta\alpha) - \Delta y_2] = \int_A^B \frac{mx}{U}\,ds + \Gamma_1 \int_A^B \frac{x}{U}\,ds + Y_1 \int_A^B \frac{x^2}{U}\,ds + X_1 \int_A^B \frac{xy}{U}\,ds.$$

Si l'on ne sait pas déterminer les intégrales qui entrent dans ces équations, on peut toujours les calculer par des quadratures approximatives comme il a été indiqué.

Remarque. — Dans ces équations, l'axe des x passe par les deux points fixes, et les y sont comptés positivement en dessous de l'axe des x.

Les forces sont comptées positivement, quand leur sens est celui des x et des y positifs.

Les angles $\Delta\alpha$ sont positifs, quand ils croissent dans le sens du rabattement des x sur les y.

Les moments fléchissants sont comptés positivement, quand ils tendent à placer le centre de courbure du côté des y positifs.

2° Quand les déformations dues à l'allongement de la fibre moyenne ne sont pas négligeables devant les déformations dues aux moments fléchissants, on doit résoudre les six équations ci-après pour calculer les réactions des appuis.

La remarque précédente s'applique dans ce deuxième cas comme dans le premier, et les coefficients des équations peuvent encore être calculés par les méthodes approximatives :

$$X_1 + X_2 + \int_A^B q\,ds = 0,$$

$$Y_1 + Y_2 + \int_A^B p\,ds = 0.$$

$$\Gamma_2 = m_2 + \Gamma_1 + x_2 Y_1,$$

$$E\,\Delta\alpha = \int_A^B u\,ds + \Gamma_1 \int_A^B \xi\,ds + Y_1 \int_A^B v\,ds - X_1 \int_A^B w\,ds,$$

$$E\,\Delta x_2 = \int_A^B (a\cos\varphi + uy)\,ds + \Gamma_1 \int_A^B \left(\frac{\cos\varphi}{\Omega\rho} + \xi\right) ds$$
$$+ Y_1 \int_A^B (b\cos\varphi + v)\,ds - X_1 \int_A^B (c\cos\varphi + w)\,ds,$$

$$E[\Delta y_2 - x_2(\Delta\alpha_0 + \Delta\alpha)] = \int_A^B (a\sin\varphi - ux)\,ds + \Gamma_1 \int_A^B \left(\frac{\sin\varphi}{\Omega\rho} - \xi\right) ds$$
$$+ Y_1 \int_A^B (b\sin\varphi - v)\,ds - X_1 \int_A^B (c\sin\varphi - w)\,ds.$$

Dans ces équations, il faut faire :

$$\xi = \frac{1}{U} + \frac{1}{\Omega\rho^2},$$

$$u = m\xi + \frac{t}{\Omega\rho}, \qquad a = \frac{m}{\Omega\rho} + \frac{t}{\Omega},$$

$$v = x\xi - \frac{\sin\varphi}{\Omega\rho}, \qquad b = \frac{x}{\Omega\rho} - \frac{\sin\varphi}{\Omega},$$

$$w = y\xi + \frac{\cos\varphi}{\Omega\rho}, \qquad c = \frac{y}{\Omega\rho} + \frac{\cos\varphi}{\Omega}.$$

3° Si la pièce repose sur N appuis, on examine séparément chaque travée, et l'on est conduit à résoudre un système de $7(N-1)$ équations du 7° degré à $7(N-1)$ inconnues.

ÉTUDES HYDRODYNAMIQUES.

APPLICATION DE LA THÉORIE DE LA SOURCE ET DU PUITS.

EXTENSION A TROIS DIMENSIONS

(suite).

PAR M. VAN MEERTEN,

Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite.

La forme extérieure d'un navire, ou, comme on l'appelle généralement, *la coque*, est universellement représentée par trois séries de sections; l'une d'elles, parallèle au plan YZ, est celle des couples; la seconde, qui est parallèle au plan XY, est celle des lignes d'eau; la dernière, parallèle au plan XZ, est celle des sections verticales longitudinales, ou par abréviation des longitudinales. Dans notre étude des filets d'eau créés par la marche du navire, ce sont les sections longitudinales, en d'autres termes les lignes d'eau et les longitudinales, dont nous aurons le plus besoin, parce qu'elles sont parallèles à la direction de la marche.

Pour attaquer le problème des filets d'eau dans le cas d'un navire, j'ai essayé plusieurs procédés; je me suis arrêté au suivant, qui m'a paru mener le plus sûrement au but. Nous considérons la coque comme une série de tranches infiniment petites, horizontales et verticales; les lignes d'eau et les verticales comme des séries d'éléments droits infiniment petits.

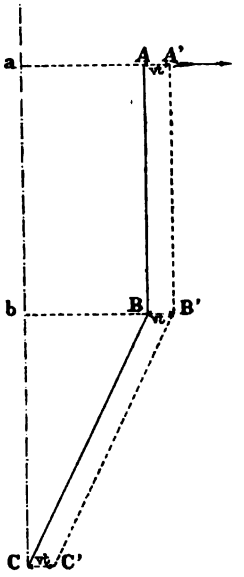
Avant de commencer, jetons un coup d'œil en arrière. Nous avons vu que le filet créé dans un certain point peut être regardé comme résultant de deux sources, ou puits, proprement choisis, et de capacités bien établies. Comme dans ce qui suit nous retrouverons ces sources et puits de temps en temps, nous allons leur donner un nom convenable. Je propose le nom de *sources conjuguées principales* et *puits conjugués principaux du filet;* et, comme il y en a deux, généralement de capacités inégales, je les distinguerai par les

adjectifs *majeur* et *mineur;* par abréviation je les distinguerai par leurs initiales seulement :

Source conjuguée principale majeure.....	SCP maj.
» mineure.....	SCP min.
Puits conjugué principal majeur.....	PCP maj.
» mineur.....	PCP min.

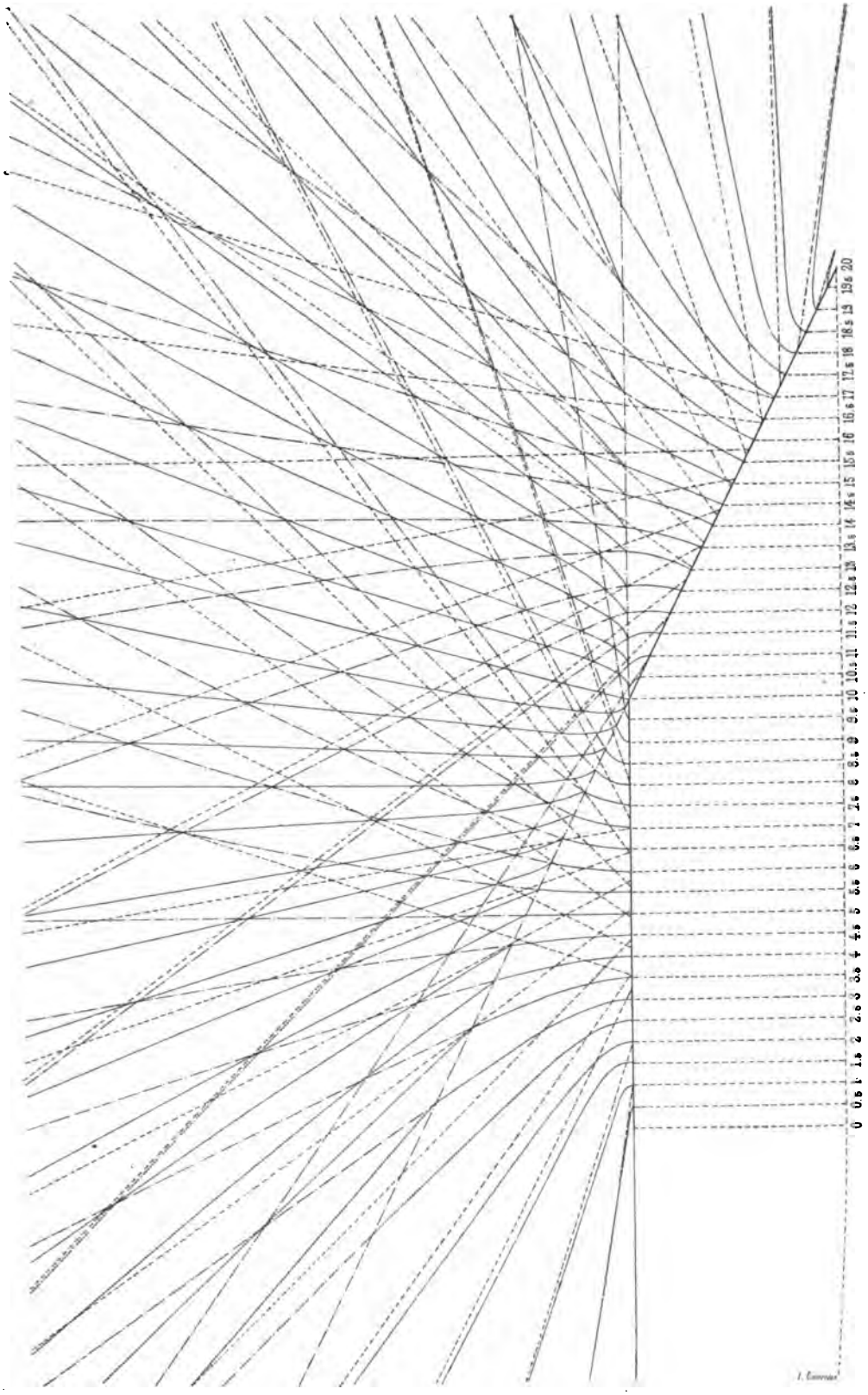
Le premier cas que nous allons étudier est celui de deux lignes, par exemple AB et BC (*fig.* 1), qui font un angle quelconque ABC, et se

Fig. 1.



meuvent dans la direction de la flèche, c'est-à-dire perpendiculairement à AB. Soient leurs projections *ab* et *b*C égales, alors la masse d'eau ABB'A', déplacée par AB dans un laps de temps *vt*, sera égale à BCC'B', ou la masse déplacée dans le même laps de temps par BC. Chaque élément de la ligne BC, d'une longueur projetée *dy* ou *dz*, déplace une même quantité d'eau élémentaire qu'un élément de la même longueur *dy* ou *dz*, de la ligne AB. Les sources engendrées par la ligne perpendiculaire AB seront égales à celles engendrées par la ligne oblique BC. Si nous considérons le remous créé par ces deux lignes, il est clair que les puits engendrés par AB auront aussi la même capacité que ceux engendrés par BC. Dans la figure 2, nous avons tracé une série de filets créés par les lignes AB et BC séparément, et, en appliquant le principe de Maxwell, les filets résultant de ces deux systèmes. On verra que les filets créés par AB sont indépendants de ceux créés par BC, jusqu'à ce qu'ils se rencontrent; alors ils dévient brusquement de leur direc-

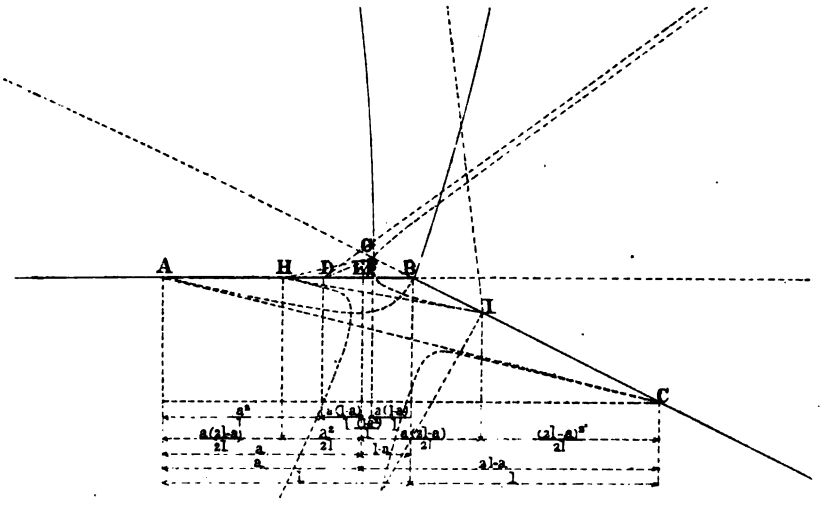
Fig. 2.


0
0,5
1
1,5
2
2,5
3
3,5
4
4,5
5
5,5
6
6,5
7
7,5
8
8,5
9
9,5
10
10,5
11
11,5
12
12,5
13
13,5
14
14,5
15
15,5
16
16,5
17
17,5
18
18,5
19
19,5
20

tion primitive. Si nous considérons une ligne courbe comme une succession d'éléments infiniment petits rectilignes, les filets créés se rencontreront sur des distances aussi infiniment petites, les brusques changements de direction disparaissent et la ligne devient une courbe continue.

Nous pouvons construire les filets résultants d'une manière directe en appliquant le principe de Maxwell, sans intervention des deux systèmes primitifs. Soient encore, dans la figure 3, AB et BC les lignes marchant perpen-

Fig. 3.



diculairement à AB. Soient AB et BC égaux à l; considérons l'élément E, à une distance a de A. Tant que le filet engendré n'aura pas rencontré le filet extrême BG créé par BC, il sera gouverné par les sources créées par AB. Les sources conjuguées principales D et E seront situées à des distances

$$\frac{a^2}{l},\quad \frac{a(l-a)}{l},\quad \frac{(l-a)^2}{l}\quad \text{et}\quad \frac{a(l-a)}{l}.$$

Mais, aussitôt que le filet rencontrera en G le système créé par BC, il se transformera en celui résultant des sources AE d'un côté et des sources EBC de l'autre, la capacité de la fissure AE est égale à a, et celle de EBC à $2l-a$. Les sources conjuguées principales seront situées à des distances

$$\frac{a(2l-a)}{2l},\quad \frac{a^2}{2l},\quad \frac{a(2l-a)}{2l}\quad \text{et}\quad \frac{(2l-a)^2}{2l}.$$

La branche résultante du filet se construit maintenant aisément avec ces données. Quant au point d'intersection G, nous pouvons le trouver en construisant la courbe EG, et la prolongeant un peu au delà de G; mais il y a une

manière directe, qui mène au but. Nous savons que

$$GDF : DFG = (l - a) : a.$$

Considérons le point G comme un point dans un filet, dont B et D sont les sources conjuguées principales. Alors nous aurons

$$GDB : DBG = (l - a) : \frac{(l-a)^2}{l};$$

d'où

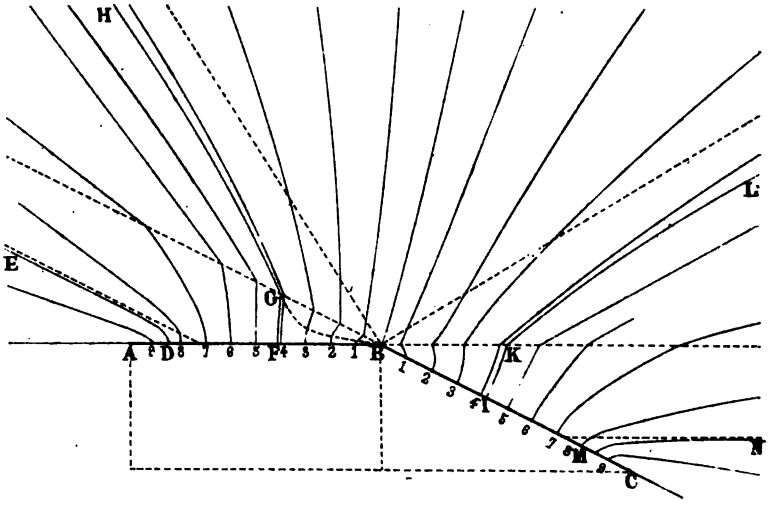
$$(1) \qquad GDB = DBG \times \frac{l}{l-a};$$

DBG étant connu, nous pouvons en déduire GDB, et le point G sera connu par un système de coordonnées angulaires.

Afin de mieux connaître le caractère des lignes, nous avons prolongé les filets un peu au delà de G, et aussi tracé les asymptotes. Nous avons aussi tracé le filet résultant du point d'intersection B des deux lignes mouvantes.

La figure 4 montre le système des filets résultants construit directement, sans construction préalable des systèmes composants.

Fig. 4.



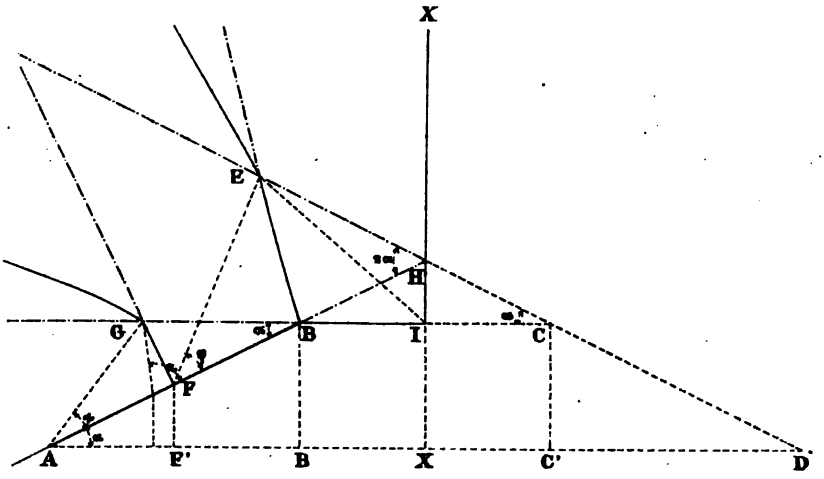
Remarquons les filets particuliers DE, FGH, IKL et MN. Le premier et le dernier ont pour asymptotes des lignes parallèles à BC et AB. A gauche et à droite de ces deux filets, les filets engendrés par AB et BC sont indépendants l'un de l'autre; les filets FGH et IKL ont pour source conjuguée principale mineure le point d'intersection B, et constituent aussi un changement de régime.

Un navire est en général un corps symétrique; les lignes d'eau sont symétriques par rapport à un plan parallèle au plan XZ, ou ce qui vaut mieux par

rapport à ce plan lui-même, que nous choisissons comme plan de symétrie. Le plan passant par le maître-bau sera le plan ZY, tandis que nous choisissons pour plan XY celui qui passe par le point le plus bas de la quille, ce qui vaut mieux que la flottaison, parce que celle-ci n'a pas une position fixe, ce qui pourrait amener des erreurs.

Dans la figure 5, l'influence de la symétrie sur les filets est montrée. La

Fig. 5.



ligne brisée ABCD étant symétrique par rapport à l'axe des X, les filets peuvent être séparés en deux systèmes symétriques par rapport à ce même axe. Nous pouvons ainsi raisonner comme s'il y avait, au lieu d'une ligne brisée symétrique par rapport à XX, une ligne brisée HIBA, et laisser de côté l'autre partie de la ligne primitive.

En analysant la figure 5, nous verrons que le filet sortant de B ne diffère que très peu de la ligne droite, mais que celui qui sort de F, c'est-à-dire du centre de AB, est absolument droit, jusqu'à ce qu'il rencontre le filet sortant de B, le prolongement de BC; si nous considérons une courbe comme une succession d'éléments, les filets résultants seront les lieux géométriques des intersections des lignes tangentes avec les normales.

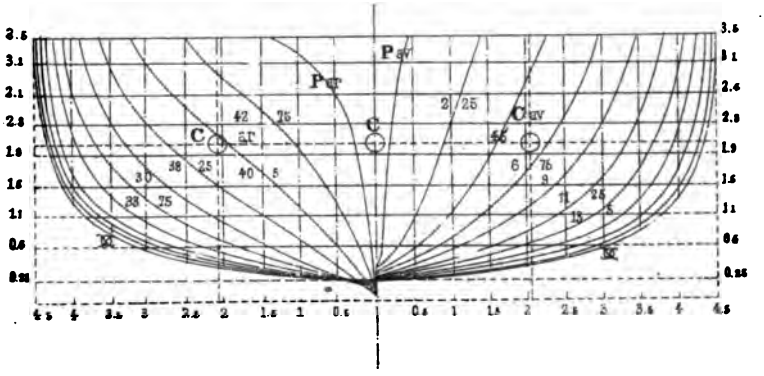
La Planche III et la figure 6 représentent la coque d'un croiseur de quatrième classe, déjà démodé, mais dont la résistance ondulaire a été déterminée expérimentalement avec un modèle en paraffine, par l'auteur des plans, feu M. B.-J. Tideman, Directeur des Constructions navales, Doctor honoris causa *Math. Mag.* et *Phil. Nat.*

Les plans et la ligne de résistance en fonction de v ont été publiés dans le *Memoriaal voor de Marine.*

Dans les Planches IV, V et VI j'ai esquissé les filets créés par la flottaison et par la longitudinale à une distance de 1^m du plan de symétrie.

La Planche IV montre les filets résultant de l'interférence des filets primitifs créés par une ligne d'eau, dans ce cas la flottaison; la Planche V montre l'interférence des filets secondaires, comme nous appellerons les filets créés

Fig. 6.



par l'interférence des *filets primitifs,* avec les filets du courant fictif, si nous considérons le navire marchant en eau en repos, ou du courant réel, si nous considérons le navire en repos, par exemple, à l'ancre dans un courant. La Planche VI montre les filets créés par la longitudinale à 1m de distance du plan diamétral, interférés : 1° par le courant fictif, et 2° par le courant horizontal. Si nous avions construit ainsi les filets créés par une série de lignes d'eau et de verticales, nous aurions une idée des vagues créées par la marche du navire, parce que les filets du dessin ne sont, en réalité, que les projections des filets; je regrette n'avoir pas eu le temps d'exécuter les dessins nécessaires; mais quoique la configuration des filets des vagues soit très intéressante, l'intérêt n'est que secondaire, parce que les deux lignes dont les filets ont été tracés nous mettront en état de calculer la résistance ondulaire du navire; seulement pour établir les formes que les saillies d'un navire, que, par exemple, les quilles latérales, les supports des hélices doivent avoir, afin de ne pas créer de résistance ondulaire, nous aurons besoin du système complet. Aussi aurai-je soin de compléter le système, mais, pour le moment, nous nous bornerons à l'étude des deux lignes à notre disposition.

Nous devons remarquer que la coque d'un navire, en général, n'est pas un plan continu; une ligne d'eau a deux points de rebroussement, un à l'étambot, l'autre à l'étrave. En conséquence, aussi bien en avant qu'en arrière, il y a des angles pour lesquels les filets primitifs tangentiels ne rencontrent ni des filets normaux, ni d'autres filets tangentiels; au delà des tangentes à l'étambot et à l'étrave il n'y a ni filets tangentiels ni filets normaux, jusqu'à ce que l'on rencontre les filets de l'autre côté symétrique du navire. Ainsi, comme la Planche IV le montre clairement, il en résulte quatre espèces de filets secondaires, *a*, ceux qui, comme à l'extrême avant et arrière,

résultent de l'interférence des filets tangentiels des deux moitiés opposées; *b*, ceux qui résultent de l'interférence des filets tangentiels de l'avant ou de l'arrière avec des filets normaux; on les trouvera en avant et en arrière du milieu, en dehors des tangentes à l'étambot et à l'étrave; *c*, les filets résultant de l'interférence des filets tangentiels de l'avant avec ceux de l'arrière et avec les filets normaux; ceux-ci côtoyent la coque, et sont en dedans des tangentes à l'étambot et l'étrave; *d*, les filets primitifs marchant en ligne droite, tant qu'ils ne rencontrent pas d'autres filets primitifs; au milieu ce sont les normales, en avant et en arrière les tangentes; les dernières rencontrent au bout d'un certain temps les filets tangentiels de l'autre moitié de la ligne d'eau au delà du plan diamétral, comme le montre le dessin. Les filets d'eau en avant forment ainsi des lignes continues, quoique coupées en dix points par ceux de l'arrière; ceux du milieu en dehors des tangentes extrêmes, ceux de l'étambot et de l'étrave sont des lignes droites infinies.

Dans la tangente parallèle au plan diamétral il n'y a pas de courant; la capacité de la source, ou du puits, comme on veut, est égale à *zéro* dans cette tangente; là où cette tangente coupe une normale, le filet résultant sera tangent à la normale. Ainsi le dernier filet continu, sans coupures en avant et en arrière, sera celui qui touche à la normale dans l'étambot ou l'étrave.

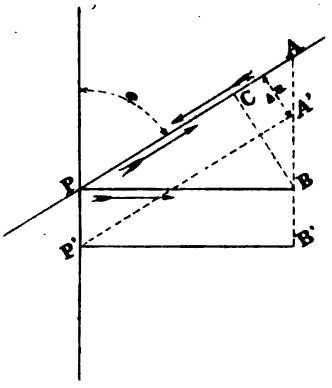
Les filets secondaires créés par la longitudinale donnent lieu aux remarques suivantes : en général, il n'y a pas de différence avec ceux créés par une ligne d'eau, parce que, comme nous l'avons déjà observé autrefois, en arrière l'eau ne peut arriver d'un côté seulement; la configuration des filets sera la même qu'avec une ligne d'eau symétrique; le niveau de l'eau remplace ici le plan diamétral; dans notre cas, la ligne offre en arrière un point d'inflexion; en conséquence la limite entre les filets résultants secondaires et tertiaires n'est pas la tangente au point extrême de la longitudinale, où elle rencontre le niveau d'eau, mais celle du point d'inflexion. Il en résulte ainsi que les filets secondaires sont tangents à cette ligne, le point de contact étant le point de départ de la partie du filet qui est rectiligne. En avant les choses se passent autrement; là les molécules d'eau sont libres dans leur marche; primitivement elles ne sont pas interférées par des filets arrivant de l'autre côté du niveau d'eau; peu après, ils deviennent droits; c'est dans la suite qu'ils seront interférés par le courant vertical imaginaire de la pesanteur, et ensuite par le courant créé par la marche du navire. La distance des filets du courant vertical a été déterminée empiriquement pour une vitesse de 10 nœuds. Ce n'est qu'en tâtonnant qu'on en détermine la capacité; en essayant plusieurs distances, on choisit celle qui accorde à la vague une hauteur égale à $\frac{c^2}{2g}\cos^2\beta\sin^2\beta$, dans laquelle β est égal à l'angle de la tangente extrême avec l'horizon; une interpolation graphique assurera des résultats très exacts. Nous verrons plus tard de quelle manière on en déduit l'expression pour la valeur de la hauteur de la vague.

Toute personne qui s'est occupée du tracé des lignes de la coque d'un navire sait, par expérience, quelles précautions sont nécessaires pour assurer une parfaite continuité des lisses. Je n'y insisterai pas; il y a seulement deux circonstances que je me propose de mettre en relief. La première est l'extrême difficulté de tracer exactement les tangentes et leurs normales; si l'on a tracé une série de ces lignes, on aura soin de les vérifier mutuellement, et de s'assurer que les angles qu'elles font ensemble croissent ou décroissent régulièrement; l'algèbre est, dans ce cas, souvent un moyen facile pour assister l'œil. La seconde est qu'on agira bien en prolongeant les lignes d'eau et les longitudinales un peu au delà de leurs extrémités, ce qui mettra à même de prolonger aussi un peu au delà de leurs extrémités les filets d'eau, ce qui est utile pour s'assurer de la continuité des parties terminales.

L'étude des filets d'eau créés par la marche d'un navire nous mettra en état de calculer la résistance dynamique ou ondulaire. Étudions pour cela ce qui se passe dans le voisinage de la coque. Nous aurons à distinguer deux cas : celui des lignes d'eau et celui des longitudinales arrière; ces cas sont parfaitement analogues; celui de la longitudinale en avant diffère sensiblement. Il faut le considérer séparément.

Les figures 2 à 5 et les Planches IV, V et VI montrent que l'eau après sa rencontre avec la coque rebrousse normalement à celle-ci; dans le cas d'une ligne d'eau ou de l'arrière de la longitudinale, la molécule rebroussée en partant de la coque, ou la molécule attirée par celle-ci a une direction normale à la coque; il n'y a pas d'influence qui la fasse dévier à cette place. En se reportant à la figure 7, il est clair que la vitesse avec laquelle la molécule

Fig. 7.



part de la coque en avant, ou la rencontre à l'arrière (en négligeant la compressibilité de l'eau), représentée par PB, doit être égale à

$$v \sin \theta \quad \text{si} \quad v = PA = \text{vitesse du navire};$$

la projection de PB sur AP, ou direction de la marche du navire, est égale à

$v' \sin^2 \theta$, et la projection sur une ligne perpendiculaire à AP est égale à $v' \sin \theta \cos \theta$. Comme nous le verrons plus tard, cette dernière a une influence secondaire, et explique un phénomène assez connu, celui du changement d'assiette du navire en marche. Dans le cas d'une ligne d'eau $\tang \theta = \frac{dy}{dx}$, et en conséquence

$$\sin^2 \theta = \frac{\frac{dy^2}{dx^2}}{1 + \frac{dy^2}{dx^2}}.$$

De même pour une ligne d'eau.

La vitesse de la molécule, en avant après, en arrière avant la rencontre avec la coque, projetée sur la direction de la marche du navire, est

$$\frac{\frac{dy^2}{dx^2}}{1 + \frac{dy^2}{dx^2}} v.$$

La même vitesse, projetée sur la perpendiculaire à la direction, est

$$\frac{\frac{dy}{dx}}{1 + \frac{dy^2}{dx^2}} v,$$

pour une longitudinale.

La vitesse de la molécule en arrière, avant la rencontre avec la coque, projetée sur la direction de la marche du navire, est

$$\frac{\frac{dz^2}{dx^2}}{1 + \frac{dz^2}{dx^2}} v,$$

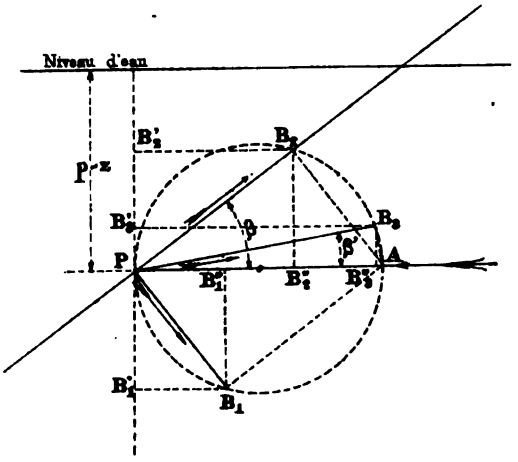
et cette même vitesse projetée sur la verticale

$$\frac{\frac{dz}{dx}}{1 + \frac{dz^2}{dx^2}} v.$$

Les phénomènes en avant d'une longitudinale sont plus compliqués; la molécule, en partant de la coque, est assujettie à l'action de la pesanteur. Dans l'analyse des filets d'eau engendrés par une longitudinale, nous avons vu déjà qu'à l'extrême avant, là où la longitudinale rencontre la flottaison, le filet tangentiel ne rencontre aucun autre filet, et l'eau jaillit dans la direction de la tangente; en se reportant à la figure 8, si AP est pour le moment la flottaison, l'eau sortira dans la direction PB_2 ou tangente à la longitudinale; sa vitesse sera égale à $v \cos \beta$, et sa projection sur $AP = v \cos^2 \beta$,

et la projection verticale égale $v \sin\beta \cos\beta$, dans lesquels $\tang\beta = \frac{dy}{dx}$; si au contraire l'eau s'étend infiniment au-dessus de PA, la molécule après rebroussement sera projetée par PB_1 perpendiculaire à PB_2 avec une vitesse

Fig. 8.



$v \sin\beta$, celle-ci projetée sur AP est $v \sin^2\beta$ et, sur la verticale, elle est

$$- v \sin\beta \cos\beta,$$

égale mais contraire à la vitesse projetée verticale dans le cas où PA serait la flottaison. Si nous supposons que primitivement l'eau s'étendait infiniment en hauteur, et que nous puissions ôter la masse au-dessus de AP, le résultat serait qu'une masse d'eau proportionnelle à v, rebroussée primitivement avec une vitesse projetée sur la verticale égale à $- v \sin\beta \cos\beta$, changerait de chemin, de sorte que la vitesse projetée serait égale à $+ v \sin\beta \cos\beta$; l'effort de la pesanteur sera égal à un changement de vitesse de $- v \sin\beta \cos\beta$, $+ v \sin\beta \cos\beta$, ou égal de zéro à $2 v \sin\beta \cos\beta$.

Si nous ajoutons une masse d'eau, dont la hauteur est égale à $p - z$, l'effort de la pesanteur restant le même, s'appliquera à une masse maintenant proportionnelle à $v + p - z$, la différence en vitesse projetée sera maintenant

$$2 v \sin\beta \cos\beta \sqrt{\frac{v}{v + p - z}}.$$

Sachant maintenant la différence, une construction facile montrera la direction PB_3 suivant laquelle la molécule quittera la coque.

Après réduction, on trouvera, pour la projection verticale de la vitesse,

$$2 v \left(1 - \sqrt{\frac{v}{v - p - z}}\right) \frac{\frac{dz^2}{dx^2}}{1 + \frac{dz^2}{dx^2}}$$

et, pour la projection horizontale de la même vitesse,

$$\frac{v}{2}\left[1 \pm \sqrt{1 - 16\left(1 - \sqrt{\frac{v}{v+p-z}}\right)\frac{\frac{dz^4}{dx^4}}{\left(1+\frac{dz^2}{dx^2}\right)^2}}\right].$$

Pour évaluer la résistance, précisons ce qui arrive en avant et en arrière; le navire, en marchant, rencontre l'eau en repos, et la pousse avec une certaine vélocité en avant, en bas ou en haut, et encore en travers du navire; outre cette vitesse, les molécules reçoivent une vitesse égale à la vitesse du navire; en arrière, l'eau, en repos primitivement, marche vers le navire du côté et d'en bas, en suivant ce dernier dans sa marche.

Les vitesses acquises projetées sont ainsi les suivantes :

a. Projetées dans la direction de la marche, en avant,

$$\left\{\left[\frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} - 4\left(1 - \sqrt{\frac{v}{v+p-z}}\right)\frac{\frac{dz^4}{dx^4}}{\left(1+\frac{dz^2}{dx^2}\right)^2}}\right]\frac{\frac{dy^2}{dx^2}}{1+\frac{dy^2}{dx^2}} + 1\right\}v;$$

en arrière,

$$\left(\frac{\frac{dy^2}{dx^2}}{1+\frac{dy^2}{dx^2}} \times \frac{\frac{dz^2}{dx^2}}{1+\frac{dz^2}{dx^2}} + 1\right)v.$$

b. Projetées sur la verticale; pour l'avant,

$$2 \times \frac{\frac{dy}{dx}}{1 \times \frac{dy^2}{dx^2}}\left(1 - \sqrt{\frac{v}{v+p-z}}\right) \times \frac{\frac{dz^2}{dx^2}}{1+\frac{dz^2}{dx^2}} \times v,$$

pour l'arrière,

$$\frac{\frac{dy}{dx}}{1+\frac{dy^2}{dx^2}} \times \frac{\frac{dz}{dx}}{1+\frac{dz^2}{dx^2}} \times v.$$

Pour simplifier, nous réduirons ces valeurs aux suivantes :

Vitesses résultantes projetées :

a. Sur la direction de la marche

En avant..... $\mathfrak{A}v$
En arrière..... $\mathfrak{B}v$

b. Sur la perpendiculaire ou verticale

En avant..... $\mathfrak{C}v$
En arrière..... $\mathfrak{D}v$

dans lesquelles $\mathcal{A}$ et $\mathcal{C}$ sont des fonctions de x, y, z et v, et $\mathfrak{B}$ et $\mathfrak{D}$ de x, y et z seulement.

La force qui s'oppose en avant à la marche du navire est

$$\mathcal{F}_{\text{av.}} = \frac{2sv^2}{3g} \int_0^{\frac{b}{2}} \int_0^{p} \mathcal{A}\, dy\, dz,$$

la force qui le retient en arrière

$$\mathcal{F}_{\text{ar.}} = \frac{2sv^2}{3g} \int_0^{\frac{b}{2}} \int_0^{p} \mathfrak{B}\, dy\, dz,$$

la force qui soulève l'avant du navire

$$\mathfrak{P}_{\text{av.}} = \frac{2sv^2}{3g} \int_0^{\text{Av}} \int_0^{\frac{b}{2}} \mathcal{C}\, dx\, dy,$$

le moment de cette pression

$$\mathfrak{P}_{\text{av.}} \text{X}_{\text{av.}} = \frac{2sv^2}{3g} \int_0^{\text{Av}} \int_0^{\frac{b}{2}} \mathcal{C} x\, dx\, dy,$$

les x, X et A comptés de l'ordonnée pour laquelle $\frac{dz}{dx} = 0$ et qui, dans un navire avec différence de tirant d'eau, ne coïncide pas avec le maître couple.

La dépression en arrière

$$\mathfrak{D}_{\text{ar}} = \frac{2sv^2}{3g} \int_0^{\text{Ar}} \int_0^{\frac{b}{2}} \mathfrak{D}\, dx\, dy,$$

et son moment

$$\mathfrak{D}_{\text{ar}} \text{X}_{\text{ar}} = \frac{2sv^2}{3g} \int_0^{\text{Ar}} \int_0^{\frac{b}{2}} \mathfrak{D}\, dx\, dy.$$

Note. — Dans les dernières équations les limites Av et Ar n'ont pas la signification ordinaire qu'on leur attribue; parce que, pour chaque longitudinale, le point maximum a une autre ordonnée; pour chaque longitudinale il faut séparément déterminer le point de départ.

Le résultat auquel nous sommes parvenus est qu'il y a deux forces horizontales de mêmes sens, et deux forces verticales de sens contraires. Examinons l'effet de ces forces; les forces horizontales feront équilibre à la force motrice, vent, action de l'hélice, des roues, etc. Elles agiront à quelque distance de la flottaison, et probablement aussi du centre de gravité du navire. Mais nous savons que le centre de gravité d'un système matériel se meut de la même manière que si toute la masse du système y était concentrée, et que toutes les forces extérieures y fussent transportées parallèles à elles-mêmes.

En exécutant cette dernière opération, nous devons ajouter des forces égales, mais contraires en direction pour rétablir l'équilibre, qui créent des couples avec les forces primitives, qui chercheront à modifier l'assiette du navire et à augmenter la différence de tirant d'eau. Pour calculer l'effet de cette action, il faut connaître le centre d'action de la résistance; ainsi c'est à tort que dans ce qui précède le calcul du moment de la résistance a été omis. Mais il est aisé de combler la lacune.

Les forces verticales donneront lieu à un couple, et, sauf le cas d'égalité, à une résultante égale à la différence. Le couple causera un changement d'assiette, la force occasionnera un changement de tirant d'eau. Ainsi la résistance que nous venons de calculer n'est pas celle du navire avec le tirant d'eau et l'assiette, tels qu'ils sont représentés dans le dessin, mais celle avec un tirant d'eau et assiette modifiés, que nous pouvons calculer en tenant compte de la stabilité longitudinale du navire. Il est bon de calculer la résistance du navire pour différents tirants d'eau, et de créer une échelle de résistance, comme on est habitué à tracer une échelle de déplacement; il faudra dans ce cas calculer la résistance pour différentes assiettes correspondant à chaque tirant d'eau, si l'on veut avoir des résultats exacts.

Les expressions des valeurs des forces verticales et horizontales ne peuvent être intégrées que quand la surface de la coque est une surface mathématique, dont nous connaissions la formule; mais en général ce n'est pas le cas; les efforts faits pour substituer aux lisses tracées avec l'assistance des lattes des courbes mathématiques ont été inutiles jusqu'ici. Je ne crois pas qu'il y ait maintenant un ingénieur qui applique encore les trochoïdes de John Scott Russell, ou les lissonoïdes du professeur N.-J. Macquorn Rankine. Mais, même si le tracé du plan pouvait être exprimé par des formules, il faudrait encore voir si les expressions trouvées pour la résistance seraient intégrables. On sait que les fonctions de la forme $\left(1+\frac{du^2}{dv^2}\right)^{\frac{1}{2}}$ sont rarement intégrables; on est déjà bien heureux si l'on peut développer l'intégrale en une série convergente. Il est à craindre, si nous voulons résoudre mathématiquement la fonction de la résistance, que nous retombions dans une série de séries; il est vrai qu'il est toujours possible d'exprimer la forme d'une ligne par une formule algébrique d'un ordre élevé. Newton et Lagrange nous en ont procuré les moyens, mais leur application entraîne des calculs interminables. Peut-être les travaux du célèbre Cauchy, qui s'est occupé du problème de l'interpolation, procureront-ils le moyen de mettre en formules les contours d'un navire plus aisément, mais jusqu'ici l'occasion m'a manqué pour les étudier.

Bref, nous sommes obligés dans cette circonstance, comme dans tant d'autres, d'avoir recours à la règle trapézoïdale, celles de Simpson, de Tchébitcheff, Parmentier, etc. pour intégrer la résistance.

Cependant cela n'empêche pas que je fais appel à tout membre de notre

Association ayant des dispositions mathématiques, pour tâcher de compléter la science de l'architecture navale par l'application de l'analyse pure. L'œuvre de Descartes a été de représenter les figures par l'analyse algébrique; continuons son œuvre, et tâchons d'étudier le navire aussi par l'analyse algébrique. La science de l'architecture navale a été jusqu'ici en grande partie une science empirique; il est temps de remplacer l'empirisme par l'analyse, comme dans la théorie de la stabilité, où les mathématiques pures ont régné exclusivement, quoique, dans son application, on ait dû recourir à l'empirisme, pour vérifier les calculs du centre de gravité, et que jusqu'ici le centre de résistance de la coque n'ait pas été déterminé exactement; l'étude sur la résistance que je viens d'offrir a comblé cette lacune; on n'a qu'à changer le sens du mouvement pour pouvoir calculer les ordonnées de ce centre. J'ai été souvent étonné de la multitude des travaux relatifs à la stabilité, et de la pauvreté, même de l'absence presque totale des travaux théoriques en relation avec la résistance. Depuis Bouguer et Charles Dupin, il n'y a pas de nation civilisée qui n'ait contribué à la théorie de la stabilité. Dans la question de la résistance, en revanche, la théorie a été singulièrement négligée. Sauf le professeur Rankine, qui a créé la théorie des filets, dans son étude célèbre publiée dans les *Philosophical Transactions*, 1863-1864, le professeur Clerk Maxwell, l'auteur de la théorie de la source et du puits, M. Taylor, ingénieur de la marine des États-Unis, je ne connais personne qui se soit occupé de la théorie des filets, qui est la base de la théorie de la résistance. Le professeur Hele Shaw, à Liverpool, a contribué expérimentalement à cette théorie, et il y en a d'autres qui ont travaillé dans cette direction; les deux Froude père et fils ont travaillé avec une assiduité et une persévérance inouïes, mais encore c'est par l'expérience qu'ils ont augmenté nos connaissances. M. Tideman a publié il y a déjà plus de vingt années les résultats de ses expériences avec une série de modèles, représentant divers types de navires, et il est bien dommage qu'on n'ait suivi que très tardivement ce bon exemple (j'ai en vue ici le mémoire d'une haute valeur de E. Froude, présenté l'année passée à l'Institution of Naval Architects), mais c'est toujours expérimentalement qu'ils ont contribué à la science. Il est remarquable que ni William, le père, ni Edmund Froude, le fils, n'ont jamais tâché d'exprimer par une formule simple (par quelque « rule of thumb »), la résistance d'un navire; en tenant compte de la circonstance qu'il y a peu de gens, s'il y en a, qui en sachent autant que ces deux célèbres expérimentateurs, les Regnault de l'architecture navale, il faut en conclure qu'il est impossible de la formuler de cette manière. D'un autre côté, nos confrères Allemands nous offrent une série de ces formules. Est-ce que nous avons affaire à un cas analogue à celui de l'Anglais et de l'Allemand, qui allaient étudier le chameau? L'un se procurait une tente, et s'enfonçait dans le désert pour l'étudier sur place; il allait le monter, pour observer ses mouvements, ses habitudes, son idiosyncrasie, et, armé de ses notes, produisait un mé-

moire incohérent, écrit sans ordre, mais plein de matériaux précieux pour le naturaliste; l'autre se procurait une dent de chameau, et enfermé pendant des semaines dans son cabinet de travail, l'analysait, l'étudiait avec le microscope, mesurait ses dimensions, la coupait, la polissait, et, ainsi armé, dans un mémoire magnifique, d'une logique irréprochable, il reconstituait l'animal entier d'une manière des plus ingénieuses, qui seulement avait ce petit défaut, que l'animal reconstitué ne ressemblait en rien à un véritable chameau.

Eh bien! si mes recherches théoriques ont quelque valeur, les deux Froude ont agi sagement : la résistance ondulaire est un problème assez compliqué comme nous venons de l'apercevoir; le « rule of thumb » est inapplicable.

Je demande pardon à mes collègues de l'Association pour cette digression, je la croyais nécessaire, parce que je crois qu'il est temps de ne plus se borner à de vagues généralisations de valeur douteuse souvent, tandis que le recours à l'expérience est trop coûteux pour la plupart des constructeurs; cependant, comme on le verra plus tard, je vais proposer une méthode bien moins coûteuse, que celle à laquelle on a eu recours jusqu'aujourd'hui, et qui, en outre, offre des facilités et des avantages, que le bassin d'expériences, système Froude, n'a pas, et qui permet d'ailleurs une exactitude inabordable avec celui-ci.

Dans un de ses savants mémoires, notre collègue, M. Kriloff, a énoncé le principe, qu'une théorie n'a de valeur que quand on la met en évidence dans un exemple concret. Je regrette que le temps m'ait manqué; une série de recherches, intéressantes sans doute, mais qui ne menaient pas au but, m'ont enlevé trop de temps précieux, mais je vais, aussitôt que possible, combler cette lacune, et offrir à l'Association le calcul complet de la résistance ondulaire du croiseur qui a servi de base à mes études.

Une remarque qui, j'espère, encouragera mes collègues à m'assister dans cette sorte d'études, c'est qu'il n'y a presque pas de formules, et que les mathématiques et principes mécaniques appliqués sont d'un ordre élémentaire, et abordable à tout le monde. C'est le principe de Maxwell, la théorie de la source et du puits qui en est la base. Si l'on étudie le Mémoire de Rankine, dans les *Philosophical Transactions*, on est effrayé par les formules et leurs interprétations cinématiques, dont l'étude est hérissée. Rien de tout cela quand on a recours au principe de Maxwell.

Il est encore évident que ceux qui ont l'habitude de l'intégration graphique trouveront un moyen puissant dans cette méthode, pour calculer les intégrales finies de la résistance, parce que les fonctions sont très faciles à tracer graphiquement, comme les figures 7 et 8 le montrent.

Quoique dans ce qui précède je me sois scrupuleusement abstenu, et dans ce qui suit, je veuille m'abstenir non moins scrupuleusement d'émettre des conclusions relatives à la résistance fonction de la forme, à l'utilité des lignes d'eau creuses pour les navires à grande vitesse, des couples en U ou en V,

des étambots en éperon, etc., il y a une remarque que je me suis permise. Comme on s'en est aperçu, la nature de la résistance de l'arrière du navire est sensiblement différente de celle de l'avant. J'en tire la conclusion que les formes de l'arrière doivent être choisies d'une manière entièrement différente de celles de l'avant. Je crois qu'une ligne d'eau continue, sans point de rebroussement à l'étambot, mais des longitudinales effilées, conviendraient à l'arrière; le plan diamétral devrait être de la même nature que les autres longitudinales. C'est mon idée, et, si elle est juste, l'action du gouvernail gagnerait sensiblement, et, avec des navires de guerre, la barre pourrait être logée entièrement sous la flottaison, sans aucune des difficultés qui se rencontrent maintenant.

Problème du frottement. — Lorsque feu le Docteur William Froude faisait ses recherches classiques sur la résistance des navires, le célèbre ingénieur séparait la résistance en plusieurs éléments, selon lui indépendants l'un de l'autre. Les deux principaux éléments de la résistance totale étaient le frottement de la coque et la résistance dynamique causée par la création de vagues. Il y a lieu cependant de supposer que ces deux éléments dépendent en réalité l'un de l'autre. Étudions de plus près le problème du frottement. Nous pouvons séparer la résistance en deux termes : 1° le frottement interne de l'eau; 2° le frottement externe, ou celui de l'eau avec la coque. Le premier agit aussi bien dans le cas d'un navire que de son modèle; en expérimentant avec des modèles, et en en déduisant les valeurs pour les grands navires, il y a lieu de supposer qu'on ne commet pas de faute; mais dans une recherche théorique, comme la nôtre, il est sûr que les résultats doivent être corrigés de l'action de ce frottement. Comme cependant ce frottement est très petit, cette correction n'affectera que très peu les résultats; cependant nous aurons soin d'en tenir compte; de quelle manière, nous le verrons plus tard. Le second a été l'objet d'investigations sérieuses de la part de Froude. En général, l'expression $sSfc^m$ représente le frottement, s étant égal à la densité de l'eau, S étant la surface mouillée, f un coefficient dépendant de la nature de la surface et m un exposant, un peu inférieur à 2, et fonction de la longueur et de la nature de la surface. Mais cette expression est purement empirique, et n'a pas de base théorique. Pour trouver une base théorique pour l'évaluation du frottement, considérons la nature, les conditions physiques de la surface mouillée. Celle-ci, même avec les substances les plus polies, offre une multitude d'inégalités, qui créeront une infinité de filets d'eau, avec une infinité de vagues infinitésimales, qui, par leur interférence mutuelle, créeront une élévation de l'eau en avant du navire, qui diminuera régulièrement en marchant vers l'arrière; si nous voulons étudier le problème du frottement, il faudra étudier les filets d'eau créés par une série de protubérances, à distances régulières.

Il y a trois cas à distinguer; le premier est celui où les protubérances sont

assez grandes pour être visibles à l'œil nu, comme, par exemple, les irrégularités d'un doublage en cuivre avec ses têtes de clous, etc., ou les irrégularités de la peinture; le second est celui où les irrégularités ne sont visibles que par le microscope, par exemple, le pigment de la peinture; le troisième où les protubérances ne sont pas visibles, même avec le plus puissant microscope. Dans ce dernier cas le frottement sera engendré par une infinité de protubérances presque infinitésimales. Ceci sera aussi le cas avec le frottement interne.

Si cependant il y a réellement un abaissement du niveau d'eau engendré par le frottement, les filets et les vagues créés par le navire seront affectés par les filets et vagues créés par la rugosité de la surface mouillée, et les deux éléments de la résistance ne peuvent être traités séparément.

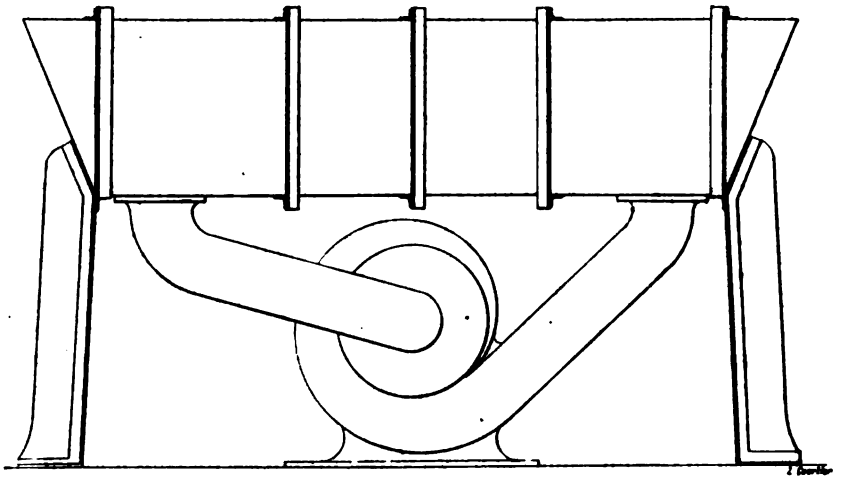
Plus tard nous nous occuperons plus à fond de cette question; aujourd'hui j'ai jugé nécessaire de la poser seulement, et d'en indiquer la base.

Étude expérimentale de la résistance. — L'étude théorique de la résistance n'exclut pas du tout l'étude expérimentale; au contraire, dans le cas du frottement, quoique les phénomènes puissent être étudiés théoriquement, les valeurs numériques doivent être obtenues expérimentalement; si nous avions une représentation exacte de la constitution moléculaire des corps, nous pourrions calculer l'action, toujours avec la connaissance de l'accélération de la pesanteur, qui a été déterminée expérimentalement, et corrigée théoriquement pour l'altitude et la latitude. Mais, cette constitution étant inconnue, il faut que l'étude expérimentale remplisse la lacune. La viscosité de l'eau affectera aussi les résultats obtenus théoriquement, quoique je suppose que la théorie des filets d'eau devra nous procurer aussi la base de la théorie dans ce cas-ci; les valeurs numériques, les paramètres des fonctions doivent être déterminés expérimentalement.

Un grave inconvénient de l'étude expérimentale de la résistance de l'eau se rencontre dans les frais énormes inhérents à la fondation et l'exploitation d'un bassin expérimental genre Froude. Le bassin de Washington, par exemple, est abrité par un bâtiment de $150^m \times 15^m$. Le Congrès avait voté pour la fondation du bassin un crédit de 100 000 $ ou plus de 500 000^{fr}. Mais je crois qu'il y a moyen d'installer les épreuves d'une manière abordable pour chaque usine ou chantier de capacité ordinaire. C'est en renversant le mode d'expérimentation, que je crois rendre accessible à tout le monde l'épreuve des modèles. Au lieu de les faire marcher dans une eau calme, je propose de les tenir en repos, mais de laisser couler l'eau. Il y a naturellement plusieurs dispositions qui mèneraient au but; celle que je propose pour le moment a été esquissée dans les figures 9 et 10. Un bassin ayant la forme projetée sur la figure surmonte une pompe à force centrifuge; celle-ci épuise l'eau à gauche, et la refoule à droite, par des ouvertures de la forme de celles de la figure. Les formes caractéristiques du bassin et de

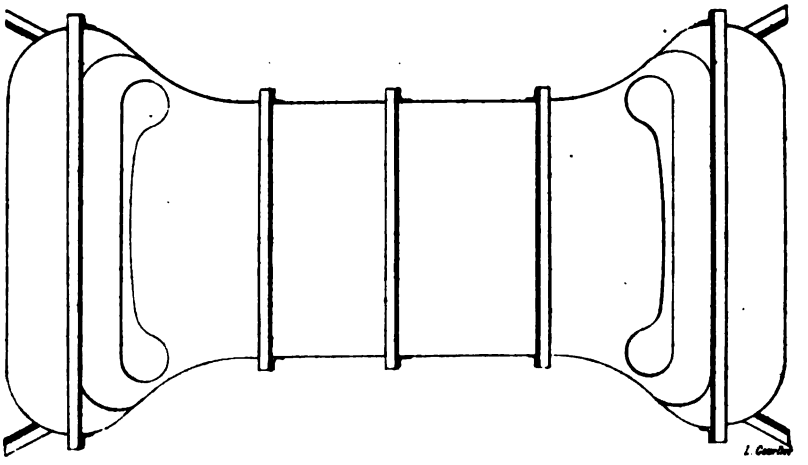
ces ouvertures sont nécessaires pour créer un courant homogène; près des parois du bassin, le frottement causerait une diminution de vitesse, qui sera équilibrée par l'agrandissement de l'ouverture, et par un plus ample accès

Fig. 9.



d'eau; aussi, pour assurer l'homogénéité dans la direction de la verticale, les parois à gauche et à droite sont obliques. Mais la pente et les formes des

Fig. 10.



ouvertures et du bassin doivent être déterminées expérimentalement; elles dépendent de la grandeur des frottements.

Une telle installation doit présenter, outre celui d'un prix modéré, des avantages sensibles. Dans l'installation où le modèle est en mouvement, le temps de l'observation est restreint; pour chaque vitesse il faut de nouveau

recommencer; beaucoup de temps est perdu pour la marche en retour; avec une installation où le modèle est en repos, on peut à loisir observer le dynamomètre, puis changer la vitesse de rotation de la pompe, et de nouveau observer; on sera plus maître de la vitesse. Le dynamomètre sera monté sur une base fixe, et ne sera pas soumis aux trépidations d'un chariot. Pour photographier la perturbation de l'eau, on peut aussi monter l'instrument sur un support fixe, tandis qu'avec un chariot il doit être monté sur celui-ci, et sera aussi assujetti à ses trépidations.

On n'aura pas besoin de précautions mécaniques pour empêcher le chariot de dépasser le bout de sa course. En somme, je vois une masse d'avantages, qui ne sont contrebalancés par aucun désavantage. L'installation se prête à merveille à une exécution par spécialistes. Un bassin comme nous venons de le proposer pourrait être traité comme un article de commerce; comme on commande un instrument, une balance, une automobile, on devrait aussi pouvoir faire la commande d'un bassin expérimental.

En concluant, je recommande l'installation proposée à l'attention et la critique de mes collègues.

APPENDICE.

NOTE SUR L'INFLUENCE DU MODE DE PROPULSION.

Quoique jusqu'ici les questions de propulsion n'entrent pas encore dans mes études, j'espère m'en occuper aussi dans la suite; aussi la remarque suivante est-elle, je crois, à sa place. Le mode de propulsion influence de diverses manières la résistance. En premier lieu, si le navire est propulsé par la voile, la bande changera sensiblement les lignes d'eau, et la résistance en sera modifiée; avec des hélices et des roues, la modification des filets modifie sensiblement la résistance; cette action est le sujet de recherches minutieuses dans les bassins expérimentaux, et j'espère la faire entrer en ligne avec mes recherches antérieures; mais une action qui n'entre pas dans la sphère des recherches expérimentales des bassins, c'est l'action statique de la propulsion, qui fait changer l'assiette du navire. Avec des voiles elle doit être assez grande; le bras de levier du couple de la propulsion est comparativement grand; souvent aussi des marins m'ont assuré qu'avec vent

frais, la diminution de la toile, par exemple avec les perroquets, n'affectait en rien, ou même améliorait, la vitesse du navire.

L'action statique des roues doit être plus petite, et celle de l'hélice encore plus petite, et contraire à celle des voiles et des roues; la négliger, si elle est assez petite, est une question que je crois devoir résoudre négativement; je me rappelle une remarque que notre collègue, Sir Edward Reed, vint faire, il y a déjà plus d'une vingtaine d'années, en discutant, devant l'*Institution of Naval Architects*, les épreuves de remorque qu'un autre de nos membres, M. A.-F. Yarrow, avait effectuées avec un torpilleur. Sir Edward Reed soumit à l'attention de l'auditoire la circonstance, bien connue des capitaines de remorqueurs, de l'importance du point d'attache de la ligne de remorque. En conséquence, j'en conclus que l'action statique de la propulsion n'est pas du tout négligeable, et que cela constitue une lacune dans le mode d'opération expérimentale. En traitant théoriquement cette action, il n'y a pas de difficultés. Je croyais cependant nécessaire d'attirer sur elle l'attention des expérimentateurs dans le désir de ne rien négliger.

Il est d'ailleurs facile d'en tenir compte dans les expériences; on n'a qu'à changer l'assiette du modèle, par un déplacement longitudinal de poids, la corrigeant ainsi en raison de cette circonstance.

NOUVELLE CONTRIBUTION A L'ÉTUDE

DE LA

DISPERSION ARTIFICIELLE DU BROUILLARD.

EMPLOI DE L'ÉLECTRICITÉ

(Dispelling Fog by electricity),

PAR M. M. DIBOS,

Ingénieur maritime,

Lauréat de l'Académie des Sciences (Institut de France).

Comme suite à nos recherches de dispersion de brouillards en employant l'air chaud comprimé, et dont nous avons déjà communiqué le résultat des expériences à notre Association Technique Maritime en 1899, ainsi qu'au dernier Congrès international de Sauvetage maritime de 1904, nous avons orienté également nos études vers l'application de décharges électriques à haute tension, pour provoquer la chute artificielle ou la dissociation des molécules aqueuses en suspension dans l'atmosphère.

Nous ne reviendrons pas sur l'exposé des savantes théories d'Aitken, mentionnées dans la communication précitée. Ces théories de formation du brouillard méritent toute créance, et c'est en nous basant sur leurs données générales, que nous avions conçu l'appareil projecteur d'air chaud comprimé, destiné à créer une zone d'éclaircie en avant, et dans le sens de la marche des navires.

Cet hiver, près de Wimereux (Pas-de-Calais), au bord de la Manche, nous avons effectué des tentatives de dispersion de brume (opacité ne permettant pas la distinction d'une personne arrêtée à $1^m,30$ de l'observateur), et de brouillard, en utilisant les décharges électriques à haute tension, produites à l'extrémité d'un fil aérien terminé en rateau à pointes fines largement écartées, porté par un bambou haubanné sur le toit de la villa *Excelsior*, et situé à 25^m au-dessus du sol, et à 55^m au-dessus du niveau de la mer. Nous

obtînmes, de jour, des éclaircies de zones de 100m à 120m, soit 50m à 60m de diamètre environ, en observant que ces éclaircies augmentaient, quand le faible vent du Sud ramenait avec le brouillard les fumées de la ville de Boulogne-sur-Mer. Au contraire, avec faible vent de Sud-Ouest ou d'Ouest amenant directement le brouillard de la haute mer, les éclaircies se maintenaient à une centaine de mètres. Ceci tendrait à démontrer que, plus le brouillard véhicule de poussières ou de corpuscules provenant d'hydrocarbures, etc., plus il est aisé de le disperser.

Mais il convenait, à l'appui de l'exactitude des résultats de nos récents essais, de les contrôler, et c'est pourquoi nous nous sommes reportés aux nouvelles expériences que vient de terminer Sir Oliver Lodge, et que nous exposons dans ce qui suit.

On se souvient qu'en 1870, Tyndall procéda à des essais divers ayant pour objet la dispersion du brouillard, de la fumée et des vapeurs. Il découvrit notamment qu'au contact d'un corps chaud ou en ignition, la portion d'air atmosphérique chargée de poussières se débarrassait des molécules étrangères dans le voisinage du rayonnement calorique de ce corps. On sait qu'on peut aisément reproduire cette expérience en laissant pénétrer brusquement un rayon de soleil dans une pièce assombrie d'appartement, immédiatement après le balayage ou l'époussetage de cette pièce, et alors que chaque grain de poussière est très perceptible : on voit les grains de poussière se dispersant aussitôt.

Mêmes phénomènes se présentent avec une bougie allumée ou un tisonnier rougi, et placé *en dessous* du rayon de la lumière pénétrant dans une salle ordinairement obscure.

Certes, l'espace qui se débarrasse ainsi de poussières n'est pas grand, mais il est constant que ce débarras existe.

Tyndall l'expliquait par l'hypothèse mécanique suivante : « La chaleur créait un entraînement de bas en haut de l'air ambiant, par suite du développement d'un courant rapide; la différence de densité des grains de poussière, par rapport à l'air, écartait ces grains du courant. »

Le Dr Frankland, contemporain de Tyndall, suggéra, plus tard, que la plus grande partie de la poussière visible se composait surtout de globules humides, qui disparaissaient quand ils étaient séchés par l'intervention d'une production calorique quelconque : soleil, flamme, barre de fer rougie, etc.

Sir Olivier Lodge, éminent physicien Anglais, montra que Tyndall et le Dr Frankland se trompaient quant à la cause, parce que tous les grains de poussière (laquelle n'est ni volatile ni combustible) suivent la même marche d'élimination.

En 1883, Lord Raleigh s'était ingénié, de son côté, à établir une théorie acceptable du phénomène, mais sans y arriver toutefois d'une manière suffisamment précise. Il exécuta néanmoins une expérience très intéressante : au lieu du rayon de soleil, de la flamme ou de la barre rougie, qui inter-

venaient *en dessous* de l'air chargé de poussière, Lord Raleigh fit intervenir un bloc de glace, qu'il plaçait dans un rayon lumineux *au-dessus* de cet air. Il se forma un espace débarrassé de poussière. La pénombre était bordée de brillantes et fines franges d'air poussièreux. Lord Raleigh expliquait que la dispersion de la poussière pourrait être due à la courbe des lignes de force des courants créés par les différences de température, et à la force centrifuge.

Lodge s'adjoignit un sien ami, Clark, et tous deux reprirent leurs recherches, et déterminèrent finalement que, d'un corps chaud ou froid émanait un bombardement moléculaire, qui en éloignait la poussière. Ils attribuaient d'abord ce bombardement à la différence de température du corps par rapport à celle du milieu ambiant.

Persévérant dans leurs études, ils soupçonnèrent enfin que la vraie cause de ce bombardement devait évidemment être attribuée à des phénomènes d'origine électrique, dus eux-mêmes aux écarts de température.

S'engageant avec ardeur dans la voie entrevue, Sir Oliver Lodge constitua un disperseur de poussière au moyen d'une tige métallique chargée d'électricité à plusieurs centaines de volts, et placée dans l'air poussiéreux. L'effet fut à peine perceptible. Quand la tige fut électrisée positivement, les molécules furent repoussées, découvrant un petit espace débarrassé de poussière.

Lodge remplit de fumée une large caisse vitrée, étanche, et y fit aboutir deux conducteurs, l'un terminé par une boule, l'autre par une pointe, provenant des deux pôles d'une machine électrique. Puis il poussa le potentiel électrique jusqu'à décharge. La fumée contenue dans la caisse s'évanouit totalement. Les étincelles de décharge étaient de faible intensité lumineuse.

Perfectionnant leur chambre d'expérience, Lodge et Clark la remplirent tour à tour des fumées les plus diverses : tabac, camphre, térébenthine, magnésie, papier d'emballage, vapeurs d'eau, de plomb, de zinc, de produits volatilisés de la combustion d'un grand nombre de composés mélangés à des vapeurs de substances métalliques ou aqueuses.

Quelle que fut la nature des fumées, quand l'énergie électrique d'une machine à haute tension se déchargeait parmi elles, la dispersion de la fumée ou de l'humidité se produisait rapidement.

Pour mieux observer l'action de l'électricité sur les molécules étrangères tenues en suspension dans l'air, une cloche en verre fut employée. Dans quelques cas, le pôle négatif fut mis en communication, soit avec le sol, soit avec un disque de métal au fond de la cloche contenant la fumée; dans d'autres, on employa un double jeu de pointes, chacune d'elles communiquant avec les pôles opposés de la machine.

Des résultats remarquables furent obtenus en variant les substances dont on se servait pour la vaporisation, et l'arrangement des points de décharge; par exemple, quand une poussière inorganique, telle que de la magnésie finement moulue, était chargée d'électricité, les molécules s'appropriaient

une polarité positive et négative, qui les attirait les unes les autres, jusqu'à ce qu'elles formassent de minces petites bulles, qui étaient alors projetées contre les parois de la cloche avec une force considérable.

Une autre fois, quand on se servit d'une paire d'électrodes pour électriser l'air, les lignes de force agissant sur les molécules poussiéreuses furent nettement accusées. Sir Oliver Lodge attribue la cause de cet effet remarquable aux molécules électrisées ou polarisées s'attirant les unes les autres, comme l'est la limaille de fer par les effets inductifs d'un aimant. Une expérience faite par Lord Raleigh sur l'électrisation d'un jet d'eau semble justifier cette théorie. Il trouva que, quand un courant d'eau provenant d'un jet ayant une petite ouverture est projeté dans l'air, il tombe en gouttes si minces, qu'il forme ce qu'on appelle la brume ou l'embrun.

Si un bâton de cire à cacheter ou une tige de verre électrisés par un vigoureux frottement sont placés à proximité du lieu où se déverse le jet d'eau, les molécules humides se réuniront les unes aux autres jusqu'à ce que de larges gouttes d'averse soient formées.

De tous ces faits, Lodge a conclu que les nuages pouvaient pareillement être convertis en pluie par le procédé de décharge de l'électricité au milieu d'eux; en effet, la vapeur opaque se changea rapidement en une fine pluie ressemblant à l'*embrun Écossais*, et se précipita au fond de la cloche pour disparaître. Cette conclusion de Lodge est en somme la confirmation de la théorie de formation des pluies diluviennes orageuses, qui suivent ordinairement, et de près, les décharges électriques atmosphériques.

Récemment, Sir Oliver Lodge résolut de tenter une épreuve pratique de la dispersion du brouillard par l'électricité. Dans ce but, un fil isolé fut posé du laboratoire de l'Université de Birmingham jusqu'à un mât de pavillon sur le toit, le fil aérien se terminait en une quantité de pointes fines, et aussi largement séparées que possible. L'extrémité inférieure du fil communiquait avec le pôle positif d'une machine à haute tension.

Le pôle opposé ou complémentaire fut mis à la terre, le système ressemblant beaucoup à une station de départ de télégraphie sans fil, sauf que le spark gap n'était pas utilisé, puisque celui-ci aurait établi des courants oscillatoires, tandis que le but désiré était de maintenir le fil constamment chargé d'électricité positive.

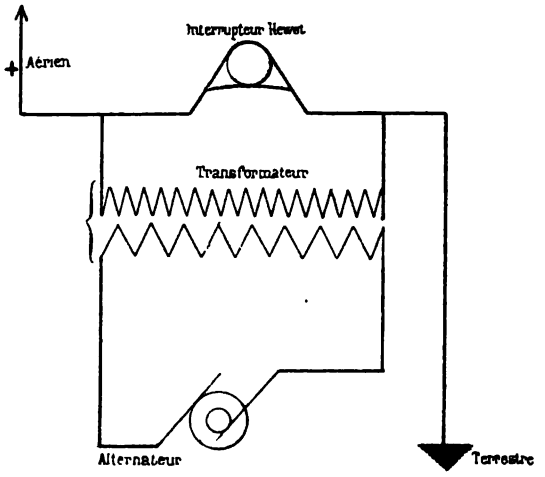
Quand un épais brouillard eut enveloppé le monument d'un manteau si opaque que l'œil pouvait à peine le percer de plus d'un pied ou deux, le professeur et son associé montèrent sur le toit, tandis qu'un aide était laissé à la garde du générateur à haute tension.

Le signal fut donné; dès que la machine eut atteint son maximum, l'énergie électrique fut littéralement versée des pointes élevées dans le brouillard environnant. Le résultat fut aussi satisfaisant que possible, car le brouillard se dissipa dans le voisinage des pointes, laissant un espace absolument clair, $150^m \times 70^m$ environ.

Pour mettre en pratique d'une façon effective ce procédé pour débarrasser l'atmosphère du brouillard, Sir Oliver Lodge a proposé d'ériger des stations sur l'une et l'autre des rives de la Mersey, où se produisent maintes collisions de navires, par suite de l'opacité des brumes.

Lodge trouve que les machines d'électricité statique, tout en donnant un puissant voltage, ne fournissent pas un ampérage suffisant, et l'énergie des bobines d'induction, ou de Rhumkorf, est aussi trop limitée. Aussi propose-t-il, pour obvier à ces divers inconvénients, de se servir d'un générateur à courants alternatifs, et d'élever son voltage au potentiel nécessaire au moyen d'un transformateur; aux extrémités des bornes du transformateur on place, interposé, un interrupteur à vapeur de mercure Hewet, et des électrodes de ce dernier partent les fils aérien et terrestre.

Fig. 1.



Les Américains ont suivi avec intérêt les expériences de Lodge, et l'on pense à établir des postes de ce genre le long des rivières du nord et de l'est de New-York, ainsi qu'aux bords de la rivière de Chicago.

En résumé, en prenant pour contrôle de nos essais les expériences de Lodge et de Clarke, nous arrivons à affirmer l'efficacité de la diffusion des décharges électriques aériennes pour la dissipation du brouillard.

Sans doute les zones d'éclaircie gagneraient à être augmentées, mais on ne peut du premier coup arriver à un succès absolu.

Les théories d'Aitken se trouvent à nouveau confirmées.

De même que nous avons constitué, avec certitude d'effets appréciables pour les navires, un disperseur de brouillard au moyen de projections d'air sous pression, réchauffé, dans le but de rompre l'équilibre des molécules aqueuses des brumes, et de provoquer leur chute, nous sommes persuadé

aussi que des appareils de diffusion électrique aérienne peuvent aisément être conçus pour l'armement des navires. Beaucoup de bâtiments ont d'ailleurs toutes facilités de disposer d'un emplacement suffisant à l'installation, peu encombrante, de générateurs de potentiel électriques convenant à ces nouvelles utilisations de procédés scientifiques pour sauvegarde à la mer.

LISTE GÉNÉRALE DES MÉMOIRES

PUBLIÉS DANS LES QUINZE PREMIERS VOLUMES.

VOLUME N° 1 (Année 1890).

1. Note sur les actions réciproques du gouvernail et de l'hélice, par M. J.-A. Normand Vice-Président.
2. Influence économique de la légèreté dans la construction des navires, par M. Hauser, Ingénieur de la Marine.
3. Cuirassés de croisière, par M. Lisbonne, Vice-Président.
4. Étude sur la résistance de l'acier, par M. Cuizinier, Inspecteur du Bureau Veritas.
5. Croiseurs de la Marine militaire des États-Unis, par M. Lisbonne, Vice-Président.

VOLUME N° 2 (Année 1891).

6. De la puissance des chaudières et des causes qui la limitent, par M. de Maupeou d'Ableiges, Ingénieur de la Marine.
7. De la répartition des températures dans les chaudières à haute pression, et des moyens de l'égaliser, par M. J. Auscher, Ingénieur de la Marine.
8. Étude du système de distribution Marshall, par M. Marbec, Élève-Ingénieur de la Marine.
9. Étude sur la résistance des carènes, par M. Alheilig, Ingénieur de la Marine.
10. Note au sujet de la stabilité sur houle des torpilleurs, par M. Ferrand, Ingénieur de la Marine.
11. Des proportions à donner au rivetage d'un joint d'égale résistance, dans le cas où tous les rivets ont le même diamètre, par M. G. Aurous, Ingénieur de la Marine.
12. Équations d'équilibre d'une membrane de révolution soumise à une pression intérieure, par M. Alheilig. Ingénieur de la Marine.
13. Recherche de la loi du mouvement de roulis sur houle, en milieu non résistant, par M. Marbec, Élève-Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 3 (Année 1892).

14. Note sur la loi de la variation du poids de la charpente des navires avec les dimensions, et sur la limitation qui en résulte dans la grandeur absolue, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.

15. Méthode pour la détermination des éléments mécaniques des propulseurs hélicoïdaux, par M. Drzewiecki, Ingénieur.
16. Note relative à une méthode nouvelle pour le calcul des carènes inclinées, par M. Ch. Doyère, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'École d'application du Génie maritime.
17. Méthode pour la recherche des bras de levier de redressement, par M. A. de Reffye, Ingénieur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
18. Description d'un sharpee de 9t,5 de déplacement, par M. G. Aurous, Ingénieur de la Marine.
19. Théorie des propulseurs, par MM. Pollard et Dudebout, Ingénieurs de la Marine.
20. Sur quelques principes de Mécanique graphique applicables aux machines marines, par M. Marbec, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 4 (Année 1893).

21. Des conditions de marche des navires, à petite vitesse, par M. E. Widmann, Directeur général des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
22. Résultats obtenus par l'emploi du tirage forcé en cendriers fermés, dans les ateliers et sur divers navires de la Compagnie Générale Transatlantique, par M. V. Daymard, Vice-Président.
23. Quelques points concernant les cuirassés, par M. E. Weyl.
24. Note sur les travaux de déglaçage dans les estuaires fluviaux et maritimes, par M. Dibos, Ingénieur.
25. Sur la puissance giratoire comparée des gouvernails placés en avant et en arrière des hélices, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
26. Note sur l'influence de l'immersion de l'hélice et de la vitesse sur la rupture du cylindre d'eau actionné, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
27. Voies d'eau et pompes centrifuges, par M. de Maupeou d'Ableiges, Directeur des Constructions navales.
28. Étude sur l'autonomie des ports de Commerce en France et en Angleterre, par M. Le Cour Grandmaison, Ancien Député.
29. Nouvelle méthode de calcul des éléments d'une carène, par M. Kriloff, Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg.
30. Études de géométrie des carènes, par M. Ch. Doyère, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'École d'application du Génie maritime.
31. Note sur l'utilisation des chalands pour la réparation des petits bateaux dans les ports à marée, par M. A. Croneau, Professeur à l'École du Génie maritime.
32. Le Congrès international maritime de Londres, par M. Muller.
33. De l'emploi de l'aluminium dans les constructions navales, par M. Guilloux, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 5 (Année 1894).

34. Des lois de similitude dans diverses questions de construction navale, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
35. Observations sur les foyers des chaudières marines, par M. V. Daymard, Vice-Président.
36. Carènes et machines. Formules relatives au travail résistant, par M. Risbec, Directeur des ateliers de la Compagnie des Messageries Maritimes.

37. Étude sur la fatigue des navires, par M. L. Vivet, Ingénieur civil des Constructions navales.
38. Les effets de la loi sur la Marine marchande Italienne, par M. Muller, Capitaine au long cours.
39. De l'utilité du scaphandre à bord des navires long-courriers, par M. Dibos, Ingénieur.
40. Aperçu de la méthode Horta pour le jaugeage de fleuves et estuaires maritimes, au moyen de flotteurs amarrés, par M. Dibos, Ingénieur.
41. Application de la bouée-espar au jaugeage des cours d'eau, par M. Lecointe, Ingénieur en chef de la Marine Belge.
42. L'Artillerie de bord et l'armement des navires, par M. Merveilleux du Vignaux, Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée.

VOLUME N° 6 (Année 1895).

43. Emploi, dans les constructions, d'aciers à haute limite d'élasticité, par M. Barba, Ancien Ingénieur en chef des Usines du Creusot.
44. Le problème de la vitesse, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
45. Formes à donner aux carènes des bâtiments à grande vitesse, par M. G. Aurous, Ingénieur de la Marine, Sous-Directeur de l'École du Génie maritime.
46. Les résultats de la loi sur la Marine marchande pendant les trente-trois premiers mois, par M. Muller, Capitaine au long cours.
47. Variation de pas produite sur une hélice par la rotation des ailes dans leur moyeu, par M. Daymard, Ingénieur en chef de la Compagnie Générale Transatlantique.
48. La bataille de Yalu, et ses conséquences dans la construction des bâtiments de guerre, par M. Ferrand, Ingénieur de la Marine.
49. La complication des navires de guerre, ses causes et ses remèdes, par M. Croneau, Ingénieur de la Marine, Professeur à l'École du Génie maritime.
50. Théorie du tangage sur une mer houleuse, par M. Kriloff, Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg.
51. Applications de la turbine de Laval à la Marine, par M. Sciama, Directeur de la Maison Bréguet.
52. Note sur un type de bateaux de rivière à faible tirant d'eau, par M. Piaud, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
53. Note sur le moteur rotatif, système Filtz, par M. Piaud, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
54. Recherches au sujet des bouées d'hiver pour les fleuves maritimes exposés aux débâcles de glaces, par M. Pierrard, Ingénieur de la Marine Belge.
55. Notes sur les fils et sur les câbles métalliques, par M. Duchesne, Ingénieur civil.
56. Note sur les charrues à glace, par M. Dibos, Ingénieur.
57. Observations sur la façon dont l'aluminium s'est comporté dans les diverses applications qui en ont été faites à la construction navale, par M. Guilloux, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 7 (Année 1896).

58. Théorie du tangage sur une mer houleuse, par M. Kriloff, Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg.
59. De l'influence qu'un chargement liquide exerce sur la stabilité d'un navire, par M. P. Duhem, Professeur de Physique théorique à la Faculté des Sciences de Bordeaux.

60. Changements d'immersion, de stabilité et d'assiette éprouvés par un navire qui flotte sur des liquides de différentes densités, par M. Pollard, Ingénieur de la Marine.
61. Note au sujet du calcul du moment résistant des gouvernails, par M. de Courville, Ingénieur de la Marine.
62. Note sur une transformation de machine compound à 5^{kg} en machine compound à 12^{kg}, par M. d'Allest, Directeur des Ateliers Fraissinet.
63. Sur la guerre maritime, par M. J.-A. Normand, Vice-Président.
64. Développement des navires de guerre dans le cours des dix dernières années, par M. Leflaive, Ingénieur de la Marine.
65. Note supplémentaire sur les bateaux à faible tirant d'eau avec hélices sous voûte, par M. Piaud, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
66. Derelicts, par M. Dibos, Ingénieur.
67. La Terminologie maritime, par M. Muller, Capitaine au long cours.
68. Considérations et données concernant les bouilleurs, par M. Gayde, Ingénieur de la Marine.
69. Note sur la chaudière Niclausse, par M. Duchesne, Ingénieur civil.
70. Les nouveaux générateurs Belleville, par M. Godard, Directeur de la Société des Générateurs Belleville.
71. Étude concernant certains aciers spéciaux, par M. Abraham, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 8 (Année 1897).

72. Position d'équilibre des navires sur la houle, par M. Bertin.
73. Théorie générale des oscillations du navire sur une mer houleuse, par M. Kriloff, Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg.
74. Note au sujet d'expériences de perçage, par M. Maugas, Ingénieur des Constructions navales.
75. Montage des machines marines, par M. Moritz, Ingénieur des Constructions navales.
76. Formules pratiques déterminant le travail à développer par les appareils moteurs du navire, par M. Vechkourtzoff, Ingénieur de la Marine russe.
77. Influence de la profondeur de l'eau sur la vitesse des navires, par M. Laubeuf, Ingénieur des Constructions navales.
78. Expériences dynamométriques effectuées pendant les essais de giration du *Cassini*, par M. Laubeuf, Ingénieur des Constructions navales.
79. Note sur les conditions de recette de l'aluminium, par M. Besson, Ingénieur des Constructions navales.
80. Étude sur la pêche à vapeur, et sur la substitution de moteurs à pétrole aux machines actuelles, par M. Dubar, Directeur des chantiers Cail, à Saint-Denis.

VOLUME N° 9 (Année 1898).

81. Étude sur la circulation de l'eau dans les chaudières multitubulaires, par M. Brillié Ingénieur de la Marine.
82. Étude de la vaporisation dans les chaudières, par le même auteur.
83. Note au sujet des matériaux de construction en acier mi-dur employés sur le *Henri-IV*, par M. Moissenet, Ingénieur des Constructions navales.
84. Sur les formes des carènes des bâtiments rapides, par M. Laubeuf, Ingénieur des Constructions navales.

85. Essais d'expériences sur la résistance des carènes, par M. Turgan, Ingénieur civil des Constructions navales.
86. Étude sur les arbres à manivelles des machines marines, par M. Simonot, Ingénieur des Constructions navales.
87. Quelques observations sur la construction des navires à voiles, leur mâture, leur gréement, par M. Wilkinson.
88. Étude expérimentale sur les vibrations dues aux machines marines, par M. Pinczon, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique.
89. Considérations sur le jaugeage des navires, par M. Muller.
90. De la transformation des chalands pétroliers en chalands automobiles à citernes indépendantes, par M. Dibos, Ingénieur, Lauréat de l'Institut.

VOLUME N° 10 (Année 1899).

91. Règles approximatives pour le calcul de la surface propulsive, par M. J.-A. Normand.
92. Nouvelle méthode pour la détermination des centres de carène (méthode des flottaisons isoaires). — Considérations sur l'emploi pratique de la développée métacentrique différentielle, par M. L. Moissenet, Ingénieur de la Marine.
93. Sur une méthode de calcul des carènes inclinées, par M. L. Ravier, Ingénieur de la Marine.
94. Nouvelle méthode pour le calcul des carènes inclinées, par M. Leparmentier, Contremaître des Constructions navales.
95. Essais récents de croiseurs anglais, par M. Piaud, Ingénieur de la Marine.
96. Chaudières multitubulaires dérivées des types Perkins et Field, par M. Turgan, Ingénieur civil des Constructions navales.
97. Perfectionnements successifs apportés aux chaudières multitubulaires à petits tubes, par M. Brillié, Ingénieur de la Marine.
98. Description d'un nouveau type de chaudière multitubulaire, par M. Brillié, Ingénieur de la Marine.
99. Application du diagramme entropique à l'étude du fonctionnement économique des machines à vapeur à expansion multiple, par M. Lelong, Ingénieur de la Marine.
100. Note au sujet de l'évaluation du rendement économique des machines à vapeur, par M. Lelong, Ingénieur de la Marine.
101. Du calcul des ventilateurs et de leur installation à bord des navires de guerre, par M. Lelong, Ingénieur de la Marine.
102. Calcul graphique des joints rivés et des cales de renfort, par M. E. Colinet, Élève de l'École du Génie maritime.
103. Note sur l'emploi des bords tombés, l'épaulement des clins des tôles et la suppression des couvre-joints des abouts, par M. Le Go, Ingénieur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
104. Influence des dimensions transversales des pièces sur les résultats obtenus par la trempe, l'écrouissage et sur la forme de certaines ruptures, par M. Simonot, Ingénieur de la Marine.
105. Au sujet de quelques travaux exécutés à la tâche à l'arsenal de Fou-Tchéou, par M. Doyère, Ingénieur en chef de la Marine.
106. Nouvel outillage portatif pour le perçage sur les navires en construction, par M. Moissenet, Ingénieur de la Marine.
107. Sur les divers moyens de transport de la force dans les chantiers et ateliers, par M. Ravier, Ingénieur de la Marine.

108. Considérations stratégiques et tactiques relatives à l'étude des navires de guerre, par M. Woodward, Ingénieur de la Marine des États-Unis.
109. Relèvement optique des objets immergés, par M. Dibos, Ingénieur, Lauréat de l'Institut.

VOLUME N° 11 (Année 1900).

110. Discours prononcé à l'ouverture du Congrès d'Architecture et de Construction navales, par M. de Bussy, Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite, Président de la Commission d'organisation.
111. Stabilité d'un paquebot après un abordage en mer, dispositions propres à prévenir le chavirement, par M. Bertin, Directeur du Génie maritime.
112. Note sur une application de la théorie de la stabilité à angles finis, par M. Van Meerten, Ingénieur de la Marine Néerlandaise.
113. Note sur un nouvel appareil de calcul : *L'exposant-mètre totalisateur*. Application au calcul des carènes inclinées, par M. Bonnet, Ingénieur des Forges et Chantiers de la Méditerranée.
114. Nouvelles recherches sur la résistance des carènes et le fonctionnement des bateaux, par M. Haack, Membre de la Schiffbautechnische Gesellschaft.
115. Note sur la résistance au mouvement d'un navire, lorsque les dimensions dans le sens de la longueur, de la largeur ou de la profondeur sont modifiées dans un rapport constant, par M. Giuseppe Rota, Ingénieur en chef du Génie Naval Italien.
116. Formules pratiques pour le mouvement du navire, par M. Afonassief, Sous-Inspecteur général des travaux mécaniques, Membre honoraire du Comité technique de la Marine militaire Russe.
117. Contribution à la théorie des hélices propulsives, par M. Rateau, Ingénieur des Mines.
118. Des hélices propulsives, par M. Stéphane Drzewiecki, Ingénieur.
119. Adoption d'un système rationnel d'unités dans les questions de construction navale, par M. Hauser, Ingénieur en chef de la Marine, en retraite.
120. Unification des résultats des calculs de navires, par M. Biles, Professeur d'Architecture Navale à l'Université de Glasgow.
121. Les cuirassés-croiseurs, les destroyers-estafettes et les torpilleurs sous-marins. Les trois fusions futures, par M. le Colonel Vittorio-E. Cuniberti, Ingénieur en chef du Génie Naval Italien.
122. Le navire de combat de l'avenir, par MM. F.-C. Goodall, M. I. N. A., et M. A.-C. Holzapfel.
123. Note sur l'application des lois sur le jaugeage des navires en divers pays, par M. Isakson, Inspecteur du Lloyd's Register, Membre de l'Institution des Naval Architects.
124. Compte rendu des expériences faites sur un générateur Niclausse spécialement construit par la Société des générateurs inexplosibles, brevets Niclausse, pour déterminer, aux différentes allures de combustion, la vaporisation de chacun des étages de tubes. Déduction de quelques considérations pouvant être utilement appliquées à l'étude et à la construction des générateurs multitubulaires, par M. Dugé de Bernonville, Ingénieur de la Marine, Ingénieur en chef des ateliers J. et A. Niclausse.
125. Étude sur les chaudières, par M. Montupet, Ingénieur-Constructeur.
126. Mesures comparées des vibrations observées sur les croiseurs *Hansa* et *Vineta* de la Marine Allemande, par M. G. Berling, Marinebaumeister, Membre de la Schiffbautechnische Gesellschaft.

127. Des vibrations des vapeurs, par M. Otto Schlick.
128. Propulsion des navires par disques avec mouvement rectiligne alternatif et transmission par bandes métalliques, par M. Garin y Sociats, Capitaine de vaisseau de la Marine Espagnole, Général de la Armada.
129. Fatigue des tuyautages de vapeur produite par leur dilatation à chaud, par M. Simonot, Ingénieur du Génie maritime.
130. Note au sujet des essais d'un bateau de rivière à hélices multiples, par M. Doyère, Ingénieur en chef de la Marine.
131. Protection des carènes de navires contre l'attaque des torpilles automobiles et l'action de l'éperon, et changement possible des formes et des proportions des navires de guerre pour assurer cette protection, par M. E.-E. Goulaieff, Ingénieur des Constructions navales de la Marine Impériale Russe.
132. Mémoire sur un type nouveau de navire sans tangage et sans roulis, inchavirable et insubmersible après abordage, par M. Turc, Lieutenant de vaisseau.
133. Construction des vapeurs pétroliers en Suède, par M. Hugo-G. Hammar, Ingénieur des Constructions navales.
134. Bateaux-feux et vapeurs d'inspection du Service des phares des États-Unis, par M. Walfrid Sylven, Ingénieur du Lighthouse Board.
135. Les installations électriques à l'arsenal de Lisbonne et à bord du croiseur *Rainha D^a Amelia*, par M. Croneau, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'Arsenal de Lisbonne.
136. Note sur le renflouage, par M. David-W. Noakes, Ingénieur.
137. Le dock flottant comme auxiliaire d'un navire de guerre, par M. Lyonel Clark.
138. Apparaux de manœuvre et de fixation des remorques en fil d'acier, par M. Moissenet, Ingénieur en chef de la Marine.
139. Écrans hydrauliques, par M. Dibos, Ingénieur maritime, Lauréat de l'Institut.
140. De l'Architecture navale considérée au point de vue des affaires et de l'influence qu'elle exerce sur le commerce, par M. Théodore-V.-S. Angier, Associé de l'Institution des Naval Architects.
141. Description du chantier de Newport News Shipbuilding and Dry-Dock Company, par M. M.-S. Chace, Ingénieur civil des Constructions navales.

VOLUME N° 12 (Année 1901).

142. Quelques remarques sur les courbes différentielles et intégrales. Étude de ces courbes en coordonnées polaires, par M. Alex. Bassetti, Ingénieur civil des Constructions navales.
143. Théorie générale des oscillations du navire sur une mer houleuse (suite et fin), par M. A. Kriloff, Professeur à l'Académie Navale de Saint-Pétersbourg.
144. Sur les avantages que présente, pour les navires de guerre, la combinaison d'une faible acuité et d'une grande surface propulsive, par M. J.-A. Normand.
145. Au sujet de la surface propulsive d'une hélice, par M. Doyère, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'arsenal de Fou-Tchéou.
146. Du choix des éléments déterminant les hélices et permettant leur facile comparaison entre elles, par M. S. Drzewiecki, Ingénieur.
147. Note sur des essais d'hélice effectués sur les contre-torpilleurs *Dunois* et *Lahire*, par M. Laubeuf, Ingénieur en chef de la Marine.
148. Chaudière marine du système Solignac et Grille, par MM. Solignac et Grille, Ingénieurs-Constructeurs.
149. Note sur le moteur à vapeur de M. le Comte de Chardonnet.

150. Sur la détermination des forces d'inertie dans les machines alternatives, par M. Lelong, Ingénieur principal de la Marine.
151. Note sur l'installation des lignes d'arbres dans les embarcations rapides à pétrole, par M. A. Tellier fils, Ingénieur-Constructeur.
152. Disperseur de brouillard (fog disperser), par M. Dibos, Ingénieur-conseil, Lauréat de l'Institut.
153. Note sur les projecteurs-signaleurs électriques de la malle française entre Calais et Douvres, par M. Dibos, Ingénieur-conseil, Lauréat de l'Institut.

VOLUME N° 13 (Année 1902).

154. Note sur l'importance du rôle de la vitesse des cuirassés pendant le combat, par M. Houette, Capitaine de vaisseau.
155. Compte rendu d'expériences faites au moyen d'un pendule hydraulique, par M. Alex. Bassetti, Ingénieur civil des Constructions navales.
156. Contribution à l'étude du relèvement optique des épaves et navires coulés ou immergés, par M. Dibos, Ingénieur-conseil, Expert maritime, Lauréat de l'Institut.
157. Surface efficace, surface nuisible et coefficient d'efficacité d'une hélice, par M. Doyère, Ingénieur en chef de la Marine, Directeur de l'Arsenal de Fou-Tchéou.
158. Formules pratiques sur la giration du navire (Extrait des travaux de M. B. Afonassief, Sous-Inspecteur général des travaux mécaniques, Membre honoraire du Comité technique de la Marine militaire Russe), par M. N. Afanassief, Ingénieur de la Marine militaire Russe.
159. Sur la solidité des navires très rapides, par M. J.-A. Normand.
160. Étude sur la vapeur d'eau surchauffée, par M. J. Boulvin, Professeur à l'Université de Gand.
161. Le chauffage des chaudières au naphte en Russie, par M. Laubeuf, Ingénieur en chef de la Marine.
162. Expériences relatives au mouvement des arbres des machines marines, par M. Castelnau, Ingénieur principal de la Marine.
163. Étude sur l'irrégularité du mouvement de rotation des machines marines, par M. Lelong, Ingénieur principal de la Marine.
164. Note sur le perçage à terre, par M. Laubeuf, Ingénieur en chef de la Marine.
165. Stabilité et aire de la surface développée. Méthode purement analytique, proposée pour le calcul des centres de carène d'un navire incliné, et de l'aire de la surface développée, par M. Van Meerten, Ingénieur de la Marine Hollandaise, en retraite.
166. Application des turbines à vapeur à la propulsion des navires, par M. A. Rateau, Ingénieur des Mines.
167. Le roulis des navires sur houle déterminé expérimentalement au moyen de navi-pendules, par M. G. Russo, Ingénieur du Génie naval Italien.
168. Action comparée des forces sur les solides invariables, élastiques, déformables, par M. le Comte de Maupeou d'Ableiges, Directeur du Génie maritime.

VOLUME N° 14 (Année 1903).

169. Quelques remarques au sujet des points d'indifférence sur l'assiette dans les navires, par M. Scribanti, Ingénieur du Génie naval Italien, Professeur à l'École Royale Navale Supérieure de Gênes.

170. Les théories du choc et l'expérience, par M. le Comte de Maupeou d'Ableiges, Directeur du Génie maritime.
171. Études hydrodynamiques. Application de la théorie de la source et du puits. Extension à trois dimensions, par M. Van Meerten, Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite.
172. Vitesses progressives du navire, par M. B. Afonassief, Sous-Inspecteur général des travaux mécaniques de la Marine Impériale Russe.
173. Note sur le perçage à l'atelier, par M. Maugas, Ingénieur en chef de la Marine, Sous-Directeur de l'École d'Application du Génie maritime.
174. Contribution à l'amélioration des générateurs marins à tubes d'eau, par M. Duchesne, Ingénieur.
175. Les turbines à vapeur, et spécialement les turbines Parsons. Leur application à la propulsion des navires, par M. Hart, Ingénieur au Chemin de fer du Nord.
176. Étude sur la consommation des turbines à vapeur, application aux navires à grande vitesse, par M. Brosser, Ingénieur en chef de la Marine.
177. Étude sur les appareils de condensation des machines marines, par M. Lelong, Ingénieur principal de la Marine.
178. Note sur le sens de rotation des hélices, sur les navires à deux hélices, par M. Laubeuf, Ingénieur en chef de la Marine.
179. Détermination des éléments d'un propulseur hélicoïdal, par M. Brosser, Ingénieur en chef de la Marine.
180. Dispositions intéressantes dans le tracé des plus grands navires à passagers et à marchandises d'Amérique, par M. William-A. Fairburn, Ingénieur naval et Ingénieur mécanicien.
181. Sur un type spécial de navires destinés au transport des grains ou du minerai de fer sur les grands lacs de l'Amérique du Nord, par M. W.-F. Durand, Professeur de machines marines à l'Université Cornell.
182. Formules pour l'établissement d'un projet de cargo-boat, par M. Alex. Bassetti, Ingénieur civil des Constructions navales.
183. Note sur la construction et l'échantillonnage des navires destinés à la navigation intérieure, par M. Berlhe de Berlhe, Ingénieur du Bureau Veritas.
184. Sur les bateaux porte-trains, par M. L. Ravier, Ancien Ingénieur du Génie maritime.
185. Réflexions sur l'importance tactique de la vitesse des cuirassés, par M. Beard du Dézert, Enseigne de vaisseau.
186. Utilisation du télégraphe sans fil. Navigation transatlantique. Abordages, par M. Beard du Dézert, Enseigne de vaisseau.
187. Application de l'acétylène à l'éclairage des phares et bouées, par M. Armand Janet, Ancien Ingénieur de la Marine.
188. Compte rendu d'un voyage dans la Grande-Bretagne, par M. Alex. Bassetti, Ingénieur civil des Constructions navales, titulaire d'une bourse de voyage (Fondation Canet).

VOLUME 15 (Année 1904).

189. Note sur le travail des matériaux d'acier pour la construction des navires, par M. Laubeuf, Ingénieur en chef de la Marine.
190. Note sur un acier à haute teneur de nickel, par M. Laubeuf, Ingénieur en chef de la Marine.
191. Mémoire sur la détermination des angles de calage des machines à quatre manivelles, par M. Danis, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique.

192. Emploi des moteurs à explosion pour la propulsion des navires, par M. Georges Ville.

193. Sur la difficulté de combiner le rendement économique des chaudières avec leur sécurité de fonctionnement, par M. C.-E. Stromeyer, Ingénieur en chef de la « Manchester Steam Users Association ».

194. Contribution à l'étude de la cavitation des hélices, par M. Brosser, Ingénieur en chef de la Marine.

195. Sens de rotation des machines sur les navires à trois hélices, par M. Brosser, Ingénieur en chef de la Marine.

196. Étude sur les vibrations des navires, par M. Lelong, Ingénieur principal de la Marine.

197. Étude sur la transmission des sons émis dans l'eau, et son application à un système de signal maritime sous-marin, par M. Émile de Meulemeester.

198. Étude graphique du coup d'aviron en canoë, par MM. les Drs Lefeuvre et Paillotte.

199. Le paquebot à turbines « *The Queen* », par M. Hart, Ingénieur attaché au Service maritime du Chemin de fer du Nord.

200. Note sur les canots automobiles à grande vitesse, par M. Alphonse Tellier, Ingénieur civil.

201. Étude géométrique sur diverses surfaces propulsives par rotation comparées à l'hélicoïde gauche ordinaire, par M. V. Daymard, Ancien Ingénieur de la Marine.

202. Déformations des solides sous l'action de forces parallèles, par M. le Comte de Maupeou d'Ableiges, Directeur du Génie maritime.

203. Études hydrodynamiques. Application de la théorie de la source et du puits. Extension à trois dimensions, par M. Van Meerten, Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite.

INDEX DES NOMS DES AUTEURS DES MÉMOIRES

PUBLIÉS DANS LES QUINZE PREMIERS VOLUMES.

(Les numéros sont ceux de l'ordre de publication des Mémoires.)

Abraham, 71.
Afonassief, 76, 116, 158, 172.
Alheilig, 9, 12.
Allest (d'), 62.
Angier, 140.
Aurous, 11, 18, 45.
Auscher, 7.

Barba, 43.
Bassetti, 142, 155, 182, 188.
Béard du Dézert, 185, 186.
Berlhe de Berlhe, 183.
Berling, 126.
Bertin, 72, 111.
Besson, 79.
Biles, 120.
Bonnet, 113.
Boulvin, 160.
Brillié, 81, 82, 97, 98.
Brosser, 176, 179, 194, 195.
Bussy (de), 110.

Castelnau, 162.
Chace, 141.
Chardonnet (Comte de), 149.
Clark, 137.
Colinet, 102.
Courville (de), 61.
Croneau, 31, 49, 135.
Cuizinier, 4.
Cuniberti, 121.

Danis, 191.
Daymard, 22, 35, 47, 201.
Dibos, 24, 39, 40, 56, 66, 90, 100, 130, 152, 153, 156.
Dovère, 16, 30, 105, 130, 145, 157.
Drzewiecki, 15, 118, 146.
Dubar, 80.
Duchesne, 55, 69, 174.
Dudebout, 19.
Dugé de Bernonville, 124.
Duhem, 59.
Durand, 181.

Fairburn, 180.
Ferrand, 10, 48.

Garin y Sociats, 128.
Gayde, 68.
Godard, 70.
Goodall, 122.
Goulaïeff, 131.
Grille, 148.
Guilloux, 33, 57.

Haack, 114.
Hammar, 133.
Hart, 175, 199.
Hauser, 2, 119.
Holzapfel, 122.
Houette, 154.

Isakson, 123.

Janet, 187.

Kriloff, 29, 50, 58, 73, 143.

Laubeuf, 77, 78, 84, 147, 161, 164, 178, 189, 190.
Lecointe, 41.
Le Cour-Grandmaison, 28.
Lefeuvre, 198.
Leflaive, 64.
Le Go, 103.
Lelong, 99, 100, 101, 150, 163, 177, 196.
Leparmentier, 94.

Lisbonne, 3, 5.

Marbec, 8, 13, 20.
Maugas, 74, 173.
Maupeou d'Ableiges (Comte de), 6, 27, 168, 170, 202.
Merveilleux du Vignaux, 41.
Meulemeester (de), 197.
Moissenet, 83, 92, 106, 138.
Montupet, 125.
Moritz, 75.
Muller, 32, 38, 46, 67, 89.

Noakes, 136.
Normand, 1, 14, 25, 26, 34, 44, 63, 91, 144, 159.

Paillotte, 198.
Piaud, 52, 53, 65, 95.
Pierrard, 54.
Pinczon, 88.
Pollard, 19, 60.

Rateau, 117, 166.
Ravier, 93, 107, 184.
Reffye (de), 17.
Risbec, 36.
Rota, 115.
Russo, 167.

Sciama, 51.
Schlick, 127.
Scribanti, 169.
Simonot, 86, 104, 129.
Solignac, 148.
Stromeyer, 193.
Sylven, 134.

Tellier, 151, 200.
Turc, 132.
Turgan, 85, 96.

Van Meerten, 112, 165, 171, 203.
Vechkourtzoff, 76.
Vivet, 37.

Weyl, 23.
Widmann, 21.
Wilkinson, 87.
Woodward, 108.

INDEX ANALYTIQUE DES MÉMOIRES

PUBLIÉS DANS LES QUINZE PREMIERS VOLUMES.

(Les numéros sont ceux de l'ordre de publication des Mémoires.)

Stabilité, 10, 16, 17, 29, 30, 59, 60, 92, 93, 94, 111, 112, 113, 120, 165, 169.
Similitude, 34.
Poids de coque, 2, 14.
Roulis et tangage, 13, 50, 58, 72, 73, 143, 155, 167.
Formes et résistance des carènes, 9, 36, 44, 45, 76, 77, 84, 85, 114, 115, 116, 130, 144, 158, 171, 172, 203.
Gouvernail, 1, 25, 61, 78, 158.
Propulseurs, 19, 128.
Hélices, 1, 15, 25, 26, 47, 91, 117, 118, 130, 145, 146, 147, 157, 178, 179, 194, 195, 201.
Matériaux de construction, et mise en œuvre, 4, 33, 43, 57, 71, 74, 79, 83, 103, 104, 106, 107, 164, 173, 189, 190.
Rivetage, 11, 102.
Fatigue des coques, et vibrations, 37, 88, 126, 127, 159, 196.
Générateurs à vapeur, 6, 7, 22, 35, 68, 69, 70, 81, 82, 96, 97, 98, 124, 125, 129, 148, 151, 174, 193.
Appareils moteurs, 62, 75, 86, 101, 150, 151, 162, 163, 177, 191, 199, 200.
Types spéciaux de moteurs, 51, 53, 80, 149, 166, 175, 192.
Distribution de la vapeur, et rendement économique, 8, 21, 99, 100, 160, 176.
Marine de guerre, guerre maritime, artillerie, 3, 5, 23, 42, 48, 49, 63, 64, 95, 108, 121, 122, 131, 144, 154, 185.
Marine marchande, 28, 32, 38, 46.
Types spéciaux de navires, 18, 52, 65, 80, 87, 90, 132, 133, 134, 180, 181, 182, 183, 184, 199, 200.
Jaugeage, 89, 123.
Réparations, renflouage, 31, 39, 109, 136, 137.
Géométrie, mécanique, résistance des matériaux, 12, 20, 104, 129, 142.
Divers, 24, 27, 40, 41, 54, 55, 56, 66, 67, 105, 110, 119, 135, 138, 139, 140, 141, 152, 153, 156, 168, 170, 186, 187, 188, 197, 198, 202.

TABLE DES MATIÈRES.

Pages.

Statuts..... V

Règlement intérieur..... IX

Conseil..... XIII

Liste des membres donateurs..... XIV

Liste des membres d'honneur..... XIV

Liste générale des membres..... XXV

Seizième session de l'Association Technique Maritime..... XXIX

SESSION DE 1905.

Note sur les essais d'une chaudière Solignac-Grille, par M. Hart, Ingénieur attaché au service maritime du Chemin de fer du Nord..... 1

Sur la souplesse de manœuvre des machines marines, par M. Lelong, Ingénieur principal du Génie maritime..... 17

Étude sur les condenseurs à surface. Calcul rationnel de ces appareils, par M. Bassetti, Ingénieur civil des Constructions navales..... 23

Théorie élémentaire de l'écoulement des gaz et des vapeurs saturées dans les turbines, par M. Danis, Ingénieur de la Compagnie Générale Transatlantique..... 37

Note sur les essais des croiseurs Anglais de troisième classe à turbines et à machines alternatives, par M. Hart, Ingénieur attaché au service maritime du Chemin de fer du Nord..... 69

Note concernant le torpilleur n° 294, mû par turbines Bréguet à disques de Laval, par M. Delaporte, Directeur des Ateliers de Paris de la maison Bréguet..... 83

Note sur la consommation à puissance très réduite des torpilleurs et contre-torpilleurs, par M. Delaporte, Directeur des Ateliers de Paris de la maison Bréguet... 91

Des difficultés spéciales à l'accouplement direct des hélices avec les turbines à vapeur sur les navires, par M. Brosser, Ingénieur en chef du Génie maritime..... 95

Doubles hélices contre triples hélices, par M. Laubeuf, Ingénieur en chef du Génie maritime..... 101

Pages.

Note sur un bateau glisseur, par M. le Comte DE LAMBERT..... 121

Quelques réflexions sur le meeting de Monaco, par M. TELLIER fils..... 127

Note sur la protection des navires contre les torpilles automobiles, par M. BERTIN, Directeur du Génie maritime, Membre de l'Institut..... 137

Quelques mots sur la guerre Russo-Japonaise au point de vue de la Marine, par M. FERRAND, Ingénieur en chef du Génie maritime..... 145

Contribution à l'étude des efforts tranchants et des moments fléchissants dans les coques de navires, par M. SCRIBANTI, Ingénieur du Génie naval Italien, Professeur de l'École Royale navale Supérieure de Gênes..... 153

Étude sur le martelage et le rivetage, par M. le Comte DE MAUPEOU D'ABLEIGES, Directeur du Génie maritime..... 177

Méthode générale et pratique pour le calcul des pièces courbes, par M. ÉTIENNE COLINET, Ingénieur de la Société des Chantiers et Ateliers de la Gironde..... 255

Études hydrodynamiques. Application de la théorie de la source et du puits. Extension à trois dimensions (suite), par M. VAN MEERTEN, Ingénieur en chef de la Marine Néerlandaise, en retraite..... 269

Nouvelle contribution à l'étude de la dispersion artificielle du brouillard. Emploi de l'électricité, par M. DIBOS, Ingénieur maritime, lauréat de l'Académie des Sciences (Institut de France)..... 291

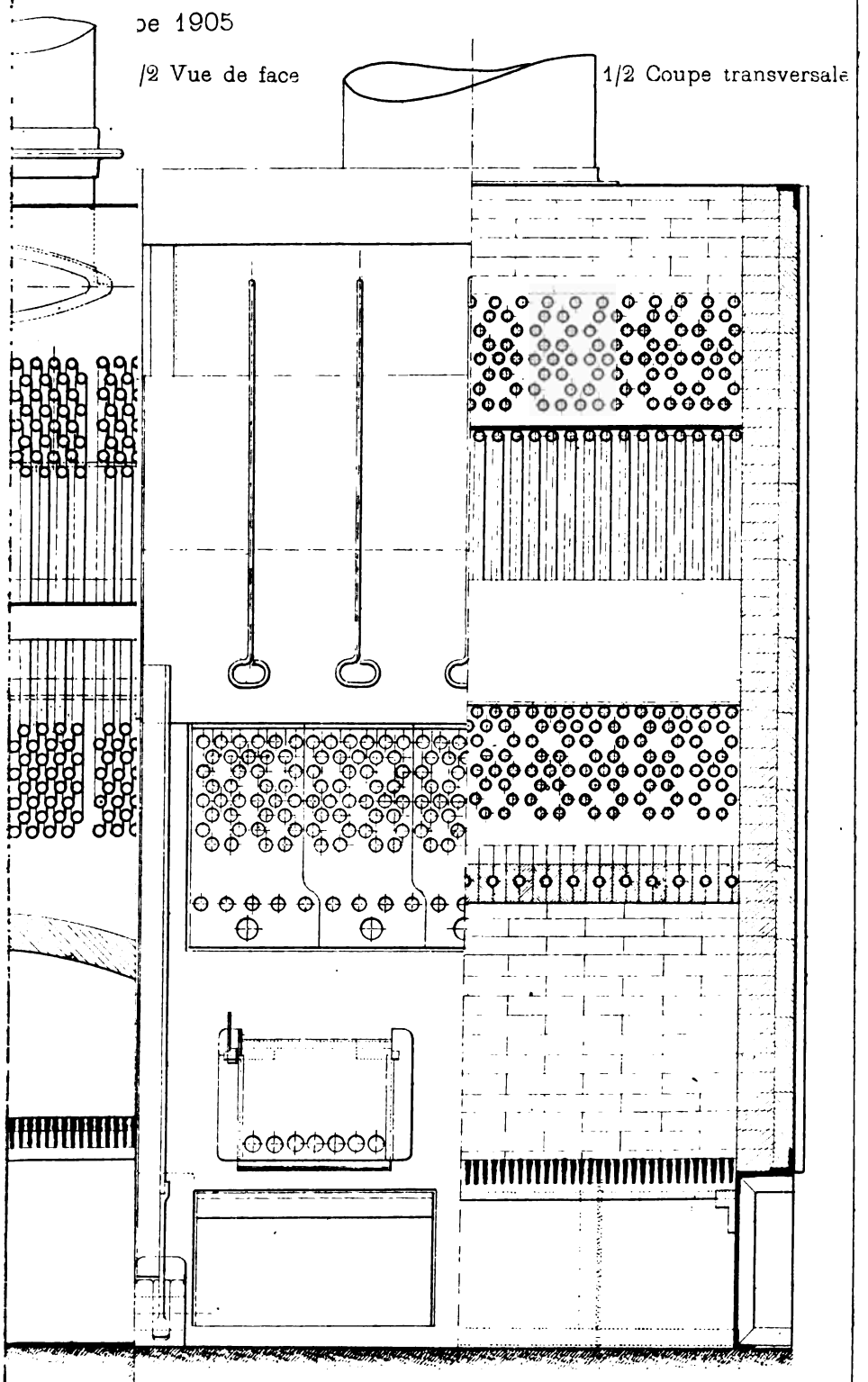
PLANCHES.

I. — Note sur les essais d'une chaudière Solignac-Grille, par M. HART.

II. — Note sur les essais des croiseurs Anglais, par M. HART.

III, IV, V, VI. — Études hydrodynamiques, par M. VAN MEERTEN.

36352 . Paris. — Impr. GAUTHIER-VILLARS, quai des Grands-Augustins, 55.



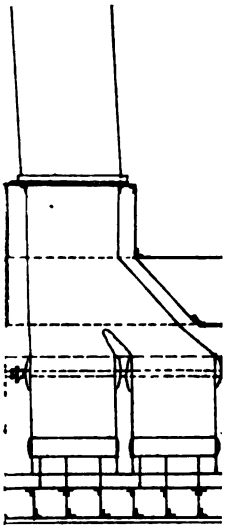
L. Courtier, 43, rue de Dunkerque, Paris

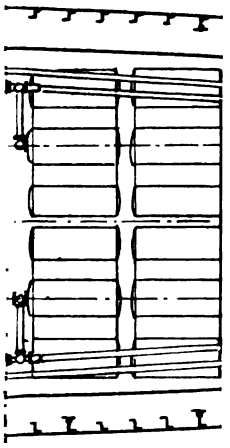
EU

ui
te

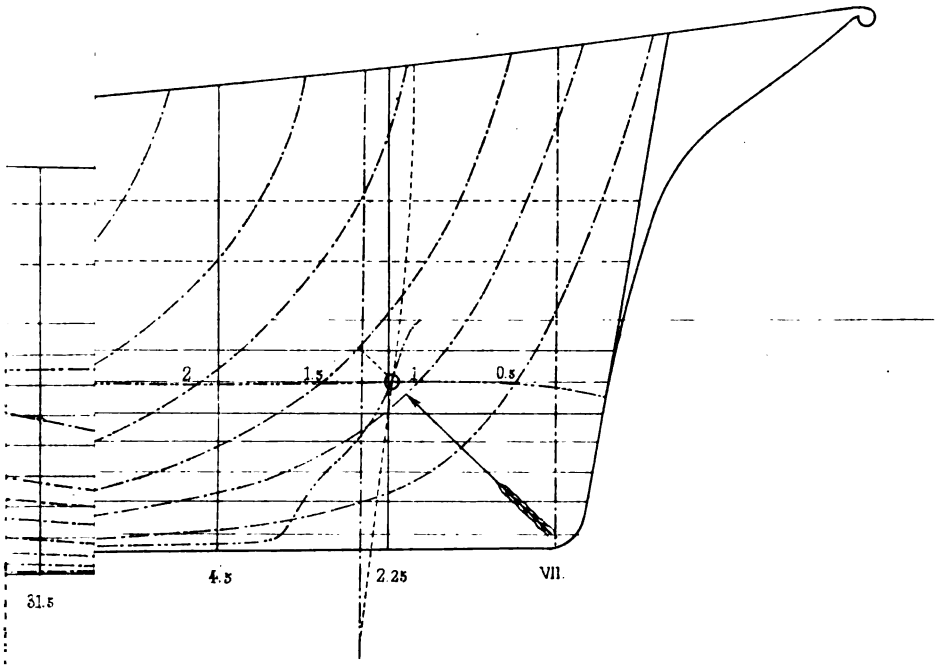
EUR.

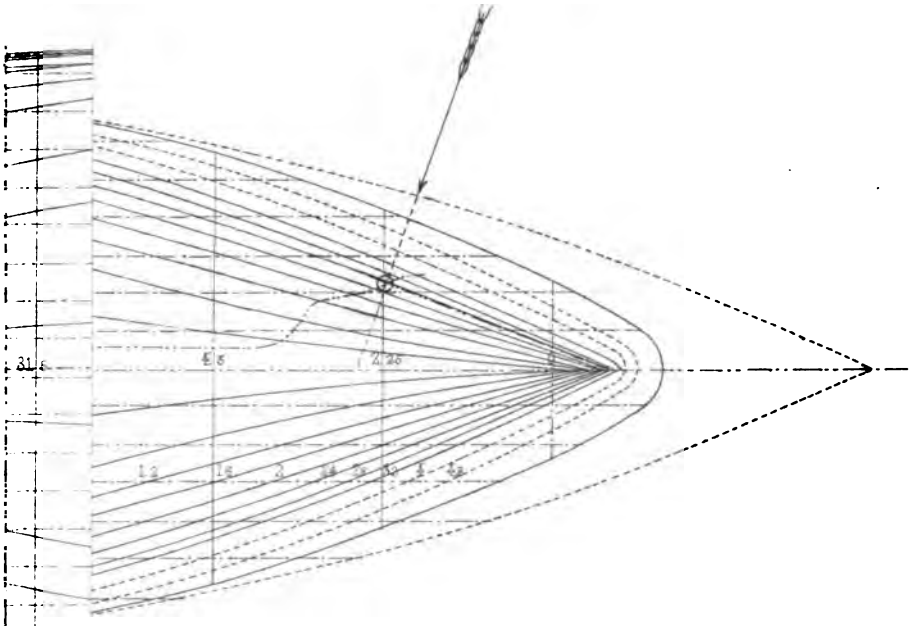
uissance.....
tesse.....



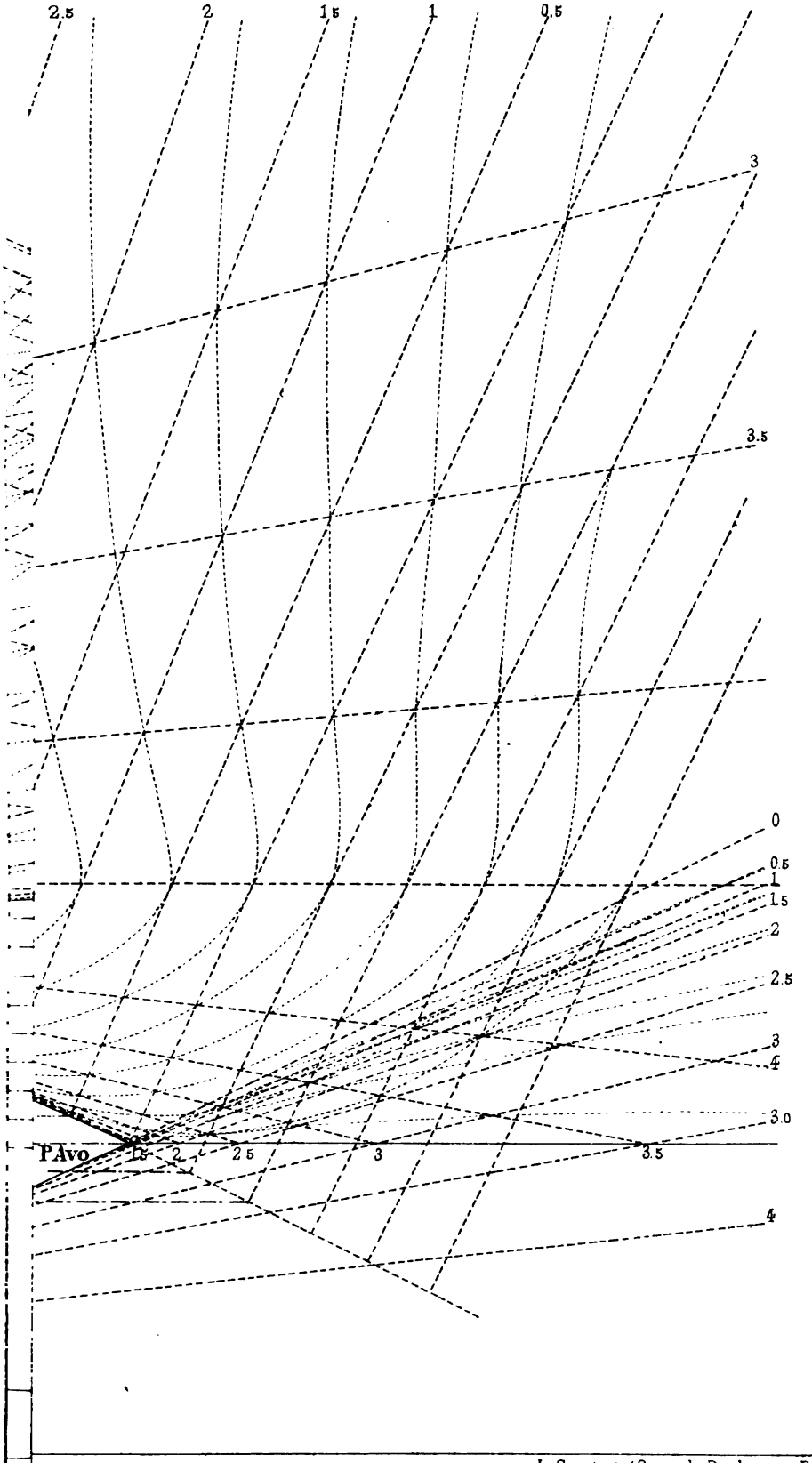


m, P
n, P

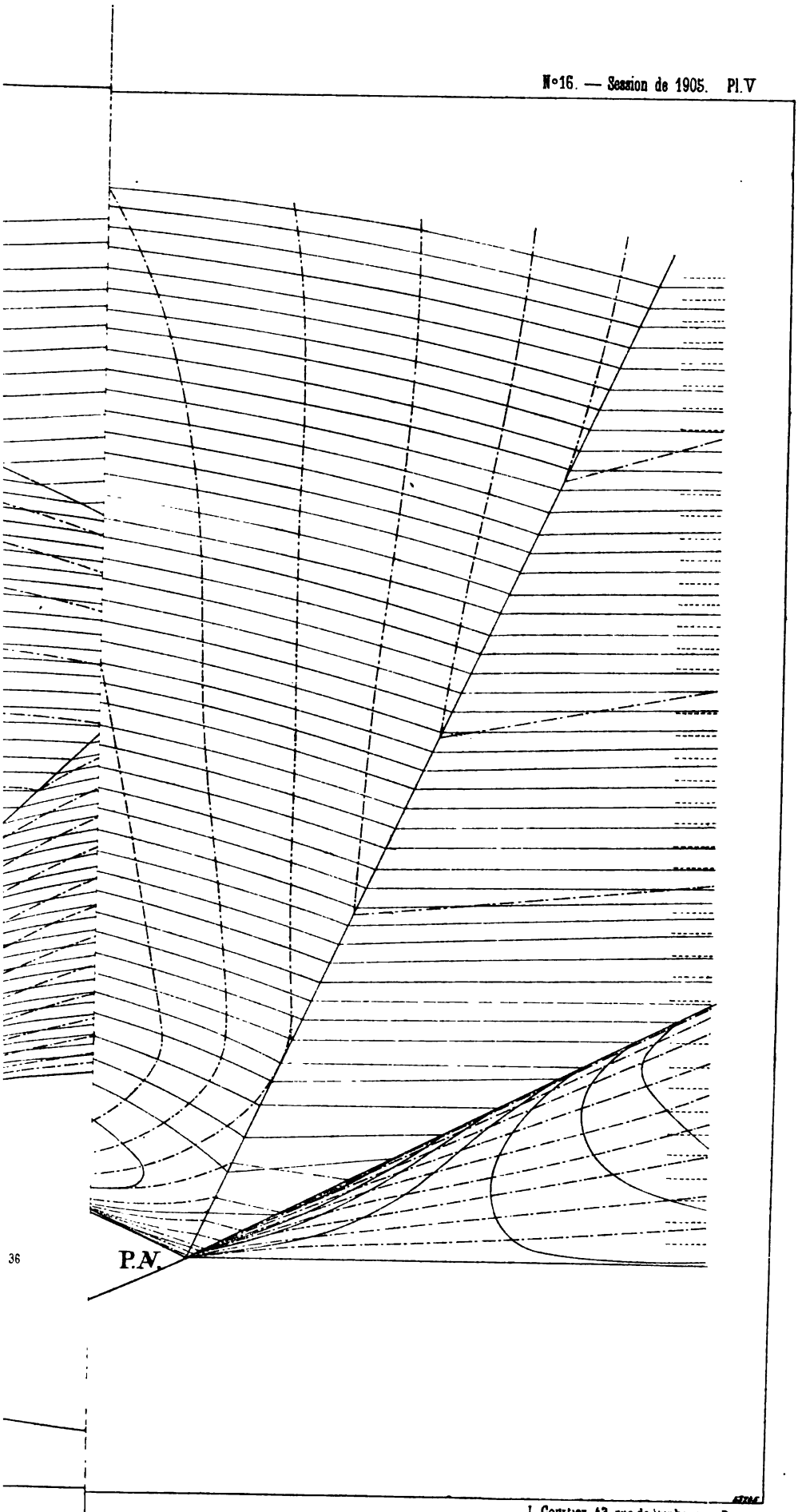




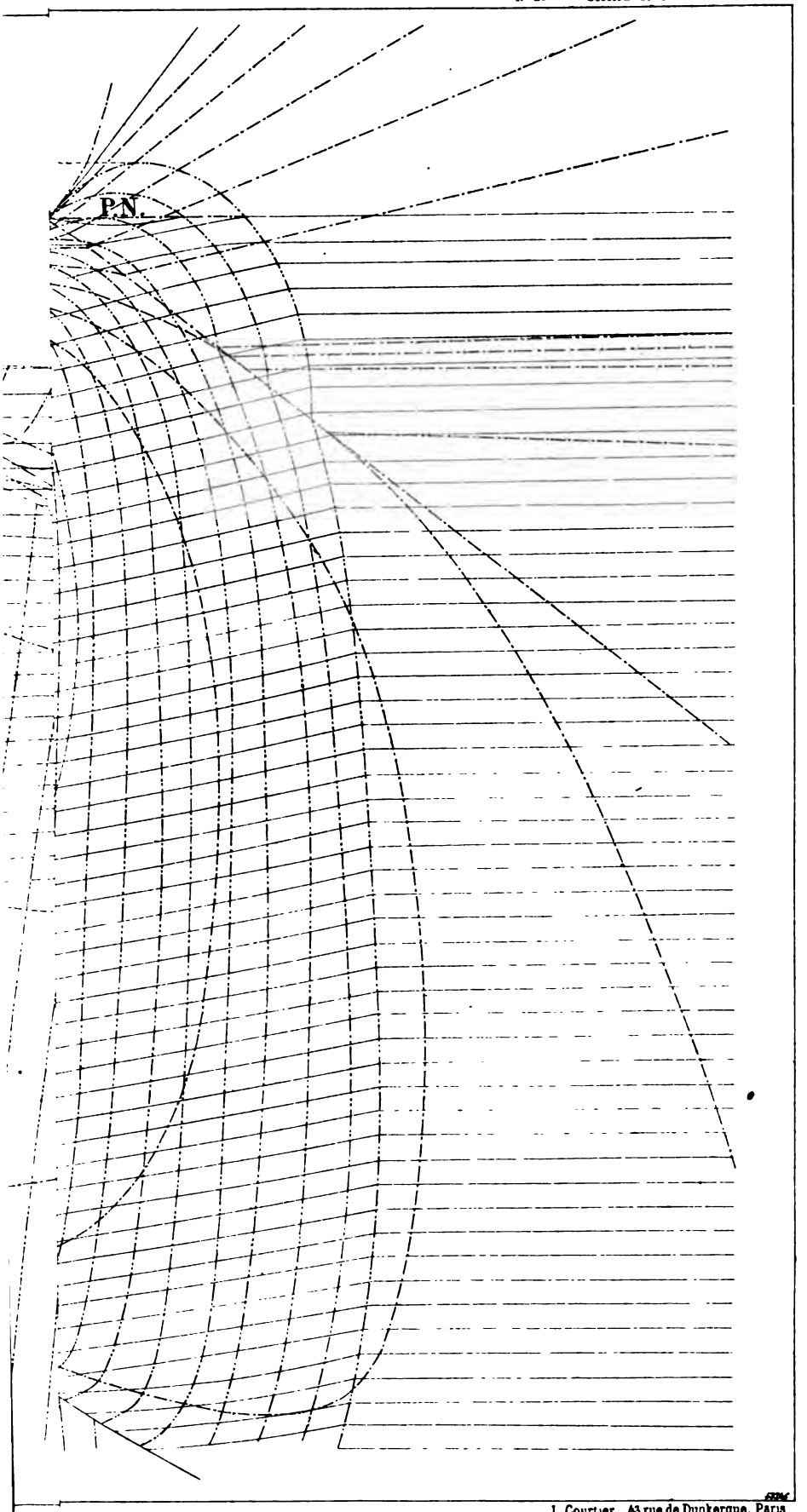
L. Courtier, 43, rue de Dunkerque, Paris



L. Courtier, 43, rue de Dunkerque, Paris



L. Courtier, 43, rue de Dunkerque, Paris



L. Courtier, 43, rue de Dunkerque, Paris